



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**ULOŽENÍ POHONNÉ JEDNOTKY V KAROSERII**

POWERTRAIN MOUNTINGS IN A CAR BODY

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Gabriela Dúlovcová**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing. Lubomír Drápal**

**BRNO 2018**

# Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Studentka: **Gabriela Dúlovcová**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Lubomír Drápal**  
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

## Uložení pohonné jednotky v karoserii

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce řešební povahy zaměřená na konstrukci uložení pohonné jednotky v karoserii.

### Cíle bakalářské práce:

Stručně pojednat o problematice vibrací pohonných jednotek – tedy spalovacího motoru s převodovkou, případně i stálým převodem – u osobních automobilů. Shrnout požadavky kladené na uložení těchto pohonných jednotek v karoserii. Popsat a porovnat konstrukci, vlastnosti a umístění ložek různých koncepcí pohonných jednotek. V závěru vše zhodnotit a nastínit další možný vývoj v této oblasti.

### Seznam doporučené literatury:

GARRETT, T. K., NEWTON, K., STEEDS, W. The Motor Vehicle. Thirteen Edition. Woburn (MA): Butterworth-Heinemann, 2001. 1214 s. ISBN 978-0-080-53701-6.

MAASS H., KLIER, H. Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine. 1st edition. Wien, New York: Springer, 1981. 422 s. ISBN 978-3-7091-8646-6.

LAKES, R. Viscoelastic Materials. Cambridge: Cambridge University Press, 2009. 461 s. ISBN 978--521-88568-3.

MTZ Motorentechnische Zeitschrift. Wiesbaden: Springer Wieweg | Springer Fachmedien Weisbaden GmbH, 1939- . ISSN 0024-8525.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Hlavným cieľom tejto práce je zdôvodniť a popísať rôzne koncepcie lôžok, ktoré eliminujú vibrácie pohonnej jednotky v karosérii u osobných automobilov. Ďalšou časťou je porovnanie jednotlivých koncepcií z konštrukčného hľadiska a vlastností. V závere práce je ich zhodnotenie a navrhnutý možný budúci vývoj.

## KLÚČOVÉ SLOVÁ

Pohonná jednotka, uloženie pohonnej jednotky, lôžko, vibrácie, kľukový hriadeľ, valec

## ABSTRACT

The main aim of this thesis is to give reasons and describe different conceptions of engine mountings that eliminate vibrations of powertrain in a car body of personal vehicle. Another part is a comparison of particular conceptions from construction views and features. At the end of the thesis, there is assessment and designed possible future development.

## KEYWORDS

Powertrain, powertrain mounting system, mount, vibrations, crankshaft, cylinder

## BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

DÚLOVCOVÁ, G. *Uložení pohonné jednotky v karoserii*. Brno, 2018. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství 49 s. Vedoucí bakalářské práce Lubomír Drápal.

## ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojím pôvodným dielom, spracovala som ju samostatne pod vedením Ing. Lubomíra Drápala a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brne dňa 25. mája 2018

.....

Gabriela Dúlovcová

## POĎAKOVANIE

Rada by som sa poďakovala Ing. Lubomírovi Drápalovi za odborné vedenie práce, cenné rady, priateľský prístup a čas strávený pri konzultáciách. Ďalej by som sa chcela poďakovať pani Blanke Vintrovej za pomoc pri získavaní odborných materiálov a v neposlednom rade mojej rodine za podporu počas písania práce i celého štúdia.

## OBSAH

<b>Úvod.....</b>	<b>9</b>
<b>1 Vibrácie.....</b>	<b>10</b>
1.1 Zotrvačné sily a momenty .....	10
1.2 Vyvažovanie jednovalcového motora.....	12
1.3 Vyvažovanie radových motorov.....	17
1.4 Vyvažovanie vidlicových motorov.....	19
1.5 Sily od tlaku plynu .....	20
<b>2 Uloženie motora s prevodovkou.....</b>	<b>22</b>
2.1 Druhy lôžok.....	22
2.2 Konštrukčné riešenie uloženia pohonnej jednotky .....	36
<b>Záver .....</b>	<b>43</b>
<b>Zoznam použitých skratiek a symbolov .....</b>	<b>47</b>
<b>Zoznam príloh .....</b>	<b>49</b>



## Úvod

V 20. storočí nastal prudký rozvoj automobilového priemyslu a od tej doby sa ľudstvo stále snaží zlepšovať a inovovať svoje vynálezy. Čoraz viac sú kladené vyššie požiadavky na funkčnosť, efektívnosť a životnosť. Tieto nároky neobišli ani samotný motor, a preto je jeho návrh nesmierne dôležitý. Jednou z hlavných požiadaviek je správne vyváženie motora tak, aby bol jeho chod kludný a prenášal čo najmenej vibrácií do okolia, s čím súvisí aj bezpečnosť a komfort jazdy. Z toho dôvodu sa vymýšľajú rôzne variácie uloženia valcov a sleduje sa pôsobenie ich výsledných zotrvačných účinkov. Preto je vhodné voliť také usporiadanie klukového ústrojenstva, ktoré ich má čo najmenej s ohľadom na množstvo a veľkosť.

Ďalšou požiadavkou je vhodné pružné pripevnenie pohonnej jednotky o rám vozidla, a to pomocou lôžok, ktoré sú schopné absorbovať nárazy a vibrácie rôznych frekvencií. Úlohou projektantov a konštruktérov je ich správne navrhnutie a uloženie v karosérii. V minulosti lôžka neboli až také rozšírené, zatiaľ čo súčasné vozidlá ich obsahujú desiatky. Najčastejšie sa používajú na uloženie pomocných rámov, náprav, taktiež sú súčasťou ramien rôznych tvarov, či tyčiek stabilizátorov. Najčastejším materiálom je guma, ktorá je dobre spracovateľná a obrobiteľná. Vďaka tomu je ich využitie nielen v automobilovom priemysle, ale aj v strojníctve, dopravných zariadeniach, stavebníctve, poľnohospodárstve alebo v zdravotnej technike.

Keďže existujú rôzne koncepcie lôžok charakteristické svojimi vlastnosťami, ich využitie je dané na základe ich hlavných výhod, resp. nevýhod. Taktiež konštrukčných možností uloženia pohonnej jednotky je mnoho, pričom každá značka má svoje špecifické uloženie, ktoré už len prispôsobuje pre jednotlivé modely. Všeobecne však platí, že s komplikovanosťou motora a počtom nevyvážených zotrvačných účinkov sa zvyšujú požiadavky na jeho uloženie, čo sa v závere prejaví aj na cene. Preto je predmetom budúceho vývoja neustále zlepšovanie a optimalizácia lôžok s cieľom dosiahnutia vhodného pomeru hmotnosť–kvalita–cena, keďže lôžka sú neodmysliteľnou súčasťou každého vozidla, vďaka ktorým si môžeme užívať pohodlnej a nehluchej jazdy.

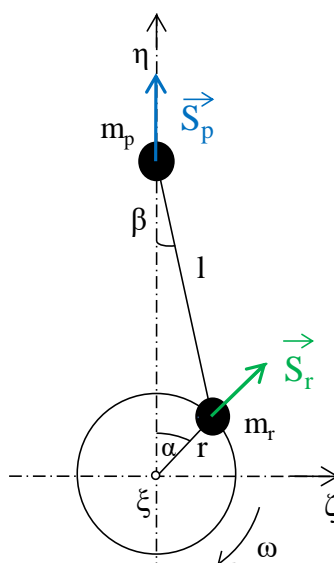
# 1 VIBRÁCIE

Každý piestový stroj a teda aj štvordobý motor sú pri svojom prevoze spojené s vibráciami a chvením. Tie sú spôsobené výslednicou zotrvačných síl a momentov všetkých pohybujúcich sa častí vo vnútri motora, ktoré nie sú vyvážené – sú voľné. Tieto sily vznikajú najmä z funkčných dôvodov – pohybom kľukového ústrojenstva, ale aj vplyvom výrobných nepresností, nesúmernosťou deformácie súčasti počas prevozu alebo nerovnomernosťou materiálu. Preto je veľmi dôležité dosiahnuť kľudného chodu motora vyvážením jeho kľukového ústrojenstva, čo má za následok zvýšiť životnosť súčasti, eliminovať hluk a chvenie motora, prenesené aj na jeho okolie. [1]

Hlavným cieľom vyváženia je znížiť alebo odstrániť výsledné zotrvačné sily, resp. momenty vhodným usporiadaním kľukového ústrojenstva tak, aby sa v každom okamihu vyrušili. Ďalšou možnosťou je prídanie vyvažujúcej časti na kľukový hriadeľ, kotúč, prípadne pomocné zariadenie, ktorá pôsobí proti účinku týchto zotrvačných síl, resp. momentov. Nevýhodou je ale zvýšenie hmotnosti motora a pri väčšom počte valcov i zníženie rezonančných otáčok torzného kmitania. Požiadavky vyváženia sa teda zväčšujú so vzrastajúcim počtom otáčok a zložitou motoru. [1]

## 1.1 ZOTRVAČNÉ SILY A MOMENTY

Na obrázku 1 je znázornená dvojhmotná sústava pozostávajúca z hmotnosti  $m_r$ , ktorá predstavuje otáčajúcu sa časť ojnice a hmotnosť zalomenia hriadeľa redukovanú na polomer kľuky, a posuvnej hmotnosti  $m_p$ , vyjadrujúcej posuvnú časť ojnice a piest s čapom a krúžkami. Hmotnosť  $m_r$  sa otáča na polomere  $r$  uhlovou rýchlosťou  $\omega$  okolo osi  $\zeta$ . Pri tomto pohybe vzniká odstredivá sila  $S_r$ , ktorá nie je vyvážená a nazýva sa voľná zotrvačná sila otáčajúcich sa častí. Smeruje vždy od osi otáčania a počas otáčky nemení svoju veľkosť, ale smer. Pri posuvnom pohybe hmotnosti  $m_p$  vzniká sila  $S_p$ , ktorá takisto nie je vyvážená a nazýva sa voľná zotrvačná sila posuvných častí. Počas pohybu si zachováva svoj smer v osi valca, ale mení sa jej zmysel a veľkosť počas otáčky kľukového hriadeľa. [1]

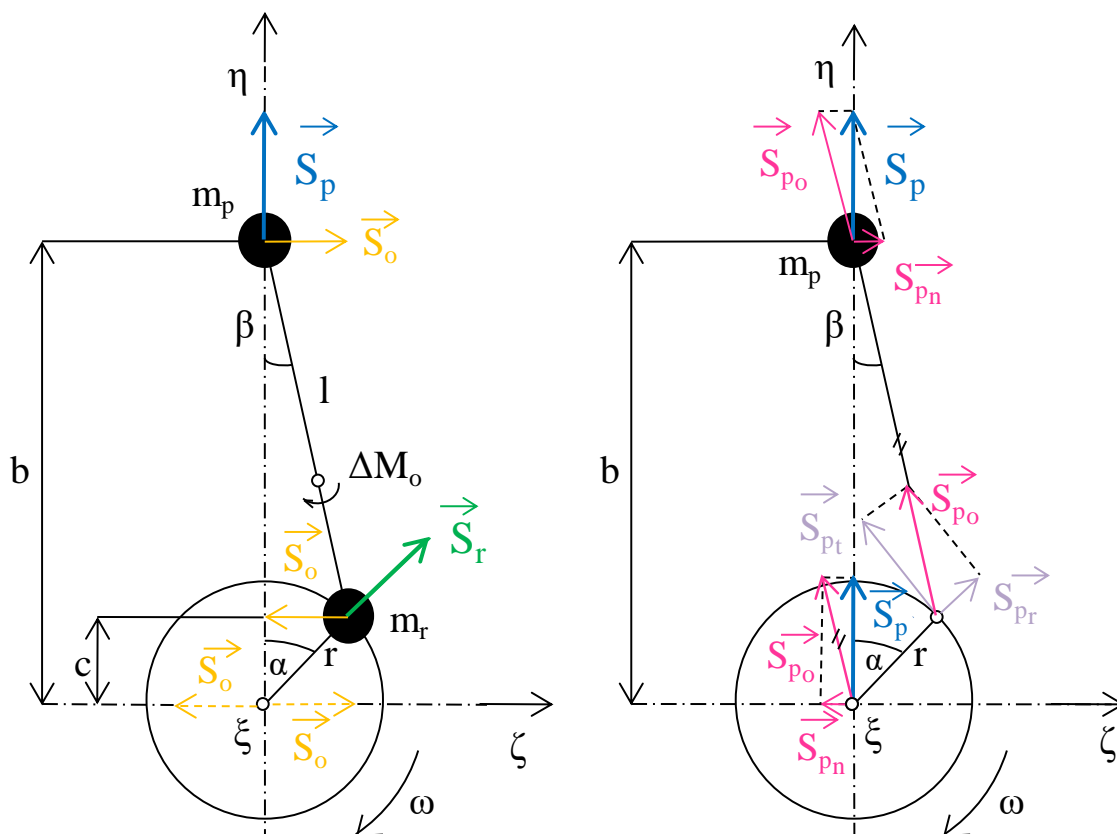


Obr. 1 Vznik zotrvačných síl v jednoduchom kľukovom ústrojenstve [1]

Okrem týchto zotrvačných síl vznikajú v kľukovom ústrojenstve aj zotrvačné momenty, ktoré sa snažia preklopiť motor alebo otočiť kľukovým hriadeľom. Označujú sa ako priečne zotrvačné momenty. Príčinou ich vzniku je nerovnomerné otáčanie hriadeľa, kývavý pohyb ojnice alebo zotrvačná sila posuvných častí  $S_p$ . [1]

Pri vyvažovaní sa však predpokladá rovnomerné otáčanie kľukového hriadeľa, teda moment vzniknutý zotrvačnosťou otáčajúcej sa časti sa zanedbáva. Pri kývavom pohybe ojnice vzniká kompenzačný moment ojnice  $\Delta M_o$ , ktorý sa nahradí dvojicou síl  $S_o$  v osiach ojničného a piestneho čapu. Z ojničného čapu sa sila  $S_o$  preloží do osi otáčania  $\xi$ . Moment  $\Delta M_o$  sa tak rozpadne na dva priečne momenty – sila  $S_o$  pôsobiaca v osi hlavného čapu na ramene  $c$  vyvolá voľný moment točivý  $M_\xi$  a sila  $S_o$  pôsobiaca v osi piestneho čapu na ramene  $b$  vyvolá voľný priečny klopny moment, ktorý sa snaží preklopiť celý motor. [1]

Ďalšou príčinou vzniku priečných momentov je zotrvačná sila posuvných častí  $S_p$ , ktorá sa rozkladá na zložky  $S_{po}$  a  $S_{pn}$ . Zložka  $S_{pn}$  na ramene  $b$  vytvára voľný priečny klopny moment a zložka  $S_{po}$  sa preniesie ojnicou do ojničného čapu, kde sa rozloží na radiálnu zložku  $S_{pr}$  a tangenciálnu zložku  $S_{pt}$ , ktorá na ramene  $r$  vytvorí voľný priečny točivý moment. [1]



Obr. 2 Vznik zotrvačných momentov v jednoduchom kľukovom ústrojenstve [1]

U radových motorov a motorov s niekoľkými radami valcov usporiadaných do V, W, X, H alebo s viacej hviezdami vznikajú navyše pozdĺžne zotrvačné momenty. Tie môžu byť voľné, spôsobujúce chvenie motora, alebo vnútorné, ktoré sú navonok vyvážené, ale spôsobujú prehýbanie hriadeľa a namáhanie ložiska a skrine motoru. [1]

## 1.2 VYVAŽOVANIE JEDNOVALCOVÉHO MOTORA

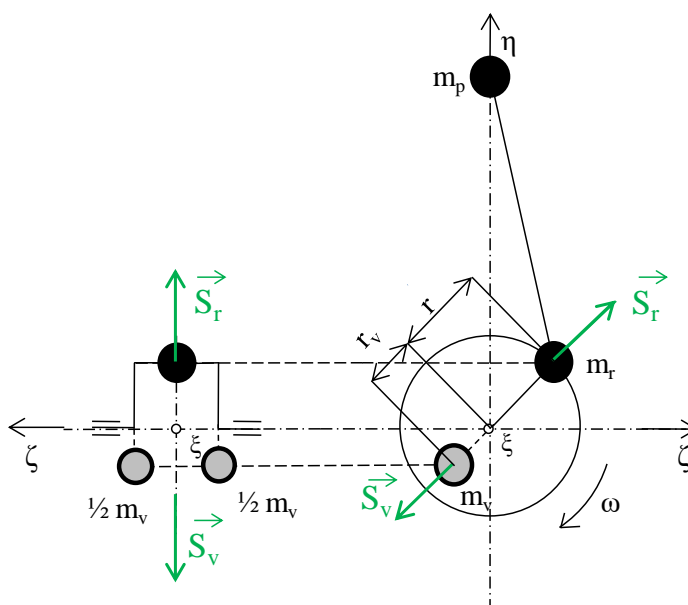
Pri pohybe kľukového ústrojenstva, je možné silu  $S_r$  vyvážiť pridaním protizávažia ako je znázornené na obrázku 3, pričom sila  $S_r$  je rovná vyvažovacej sile  $S_v$  a platí [1]:

$$S_r = S_v \rightarrow m_r r \omega^2 = m_v r_v \omega^2, \quad (1)$$

kde  $r$  je vzdialenosť hmotnosti  $m_r$  od osi otáčania  $\zeta$  a  $m_v$  je hmotnosť protizávažia vo vzdialenosti  $r_v$  od osi otáčania  $\zeta$  za predpokladu rovnomernej uhlovej rýchlosti  $\omega$  kľukového hriadeľa. Z daného vzťahu vyplýva rovnosť [1]:

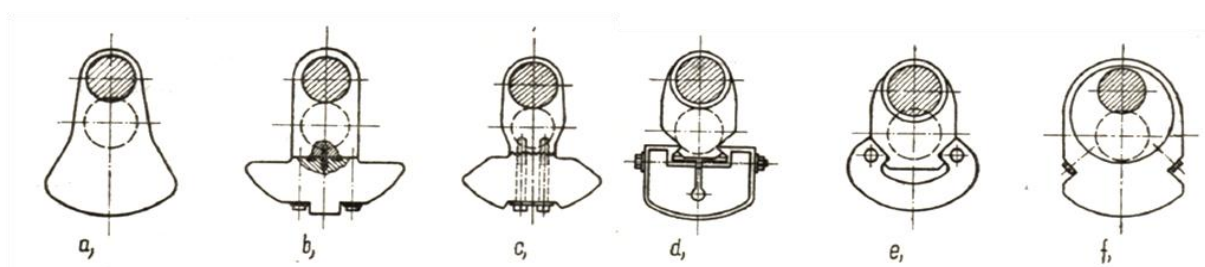
$$m_v = m_r \frac{r}{r_v}. \quad (2)$$

Veľkosť protizávažia je limitovaná voľným priestorom v skrini motora, preto je možné meniť jeho  $m_v$  alebo  $r_v$ . Pri konštrukcii je potrebné rozdeliť protizávažie na dve ramená, aby nevznikol prídavný voľný pozdĺžny moment. [1]



Obr. 3 Vyváženie sily  $S_r$  pomocou protizávaží [1]

Materiál protizávažia je zvyčajne oceľ alebo liatina a má tvary znázornené na obrázku. [1]



Obr. 4 Tvary protizávažia [1]

Vyváženie sily  $S_p$  je zložitejšie, pretože hmotnosť  $m_p$  sa pohybuje priamočiario s premenným zrýchlením, a teda sila závisí nielen na polomere kľuky  $r$  a uhlovej rýchlosti  $\omega$ , ale aj na uhle natočenia kľuky  $\alpha$  a kľukovom pomere  $\lambda$ . Kľukový pomer vyjadruje podiel polomeru kľuky  $r$  a dĺžky ojnice  $l$  a má hodnoty  $\lambda \in (0,25; 0,35)$ . [1,2]

Sila  $S_p$  nemá konečný tvar, ale je vyjadrená pomocou nekonečnej goniometrickej rady v tvare [1]:

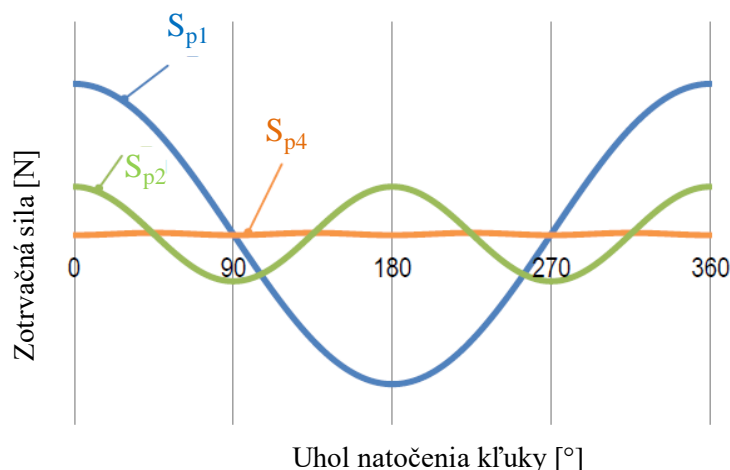
$$S_p = m_p r \omega^2 (\cos \alpha + \sum_{\kappa=2k}^{\infty} A_{\kappa} \cos \kappa \alpha) =$$

$$= m_p r \omega^2 (A_1 \cos \alpha + A_2 \cos 2\alpha + A_4 \cos 4\alpha + \dots + A_{2k} \cos 2k\alpha + \dots), \quad (3)$$

kde súčiniteľ  $A_{\kappa}$  je funkciou  $\lambda$ , a preto všetky vyššie zložky počínajúc rádom  $\kappa=6$  sa zanedbávajú. Súčiniteľ  $A_1$  je nezávislý na  $\lambda$  a má hodnotu  $A_1 = 1$ . Vyjadrením ďalších rádov dostaneme silu  $S_p$  [3]:

$$S_p = m_p r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha - \frac{\lambda^3}{4} \cos 4\alpha + \dots), \quad (4)$$

z čoho vyplýva, že rád  $\kappa=4$  je veľmi malý, a pre ďalšie aplikácie je postačujúca sila  $S_p$  I. a II. rádu. [2]



Obr. 5 Harmonické zložky zotrvačnej sily posuvných hmôt  $S_p$  [3]

Vyvažovanie sily I. rádu sa uskutočňuje pomocou dvoch otáčajúcich sa protizávaží, ako je znázornené na obrázku 6. Dve rovnako veľké protizávažia sú umiestnené symetricky k osi  $\eta$  vo vzdialenosti  $r_v$  od osi otáčania na dvoch hriadeľoch, pričom kľukový hriadeľ je spojený ozubeným prevodom 1:1 s pomocným protibežným hriadeľom. Hmotnosť jednotlivých protizávaží je vyjadrená vzťahom [1]:

$$m_v^1 = m_v^2 = m_v = \frac{1}{2} m_p \frac{r}{r_v} \quad (5)$$

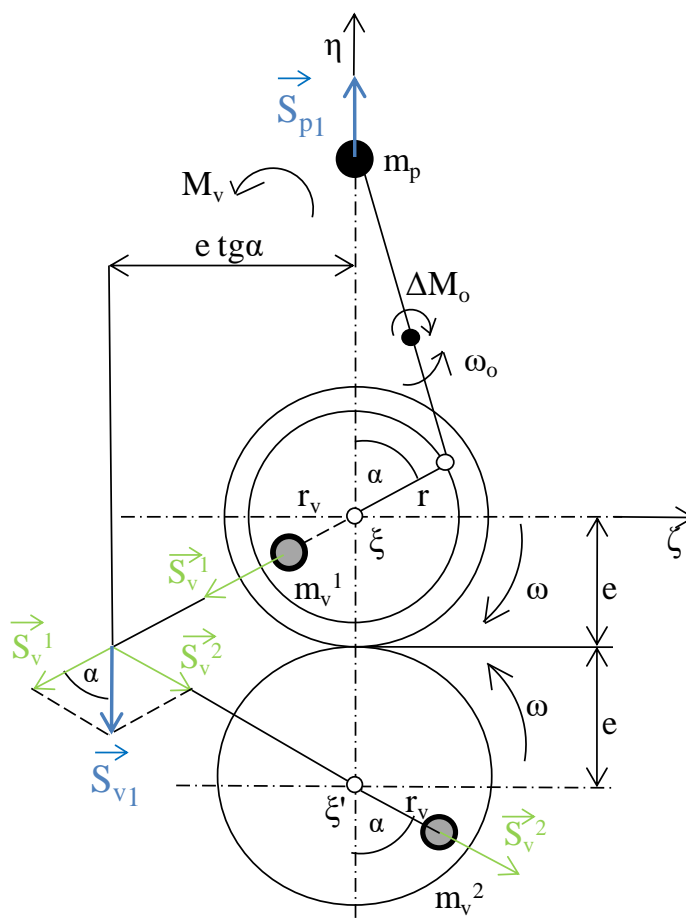
a pri ich otáčaní na ne pôsobia zotrvačné sily o veľkosti [1]:

$$S_v^1 = S_v^2 = m_v r_v \omega^2 = \frac{1}{2} m_p r \omega^2. \quad (6)$$

Ich výslednica je rovnako veľká ale opačne orientovaná ako okamžitá veľkosť sily  $S_{p1}$  [1]:

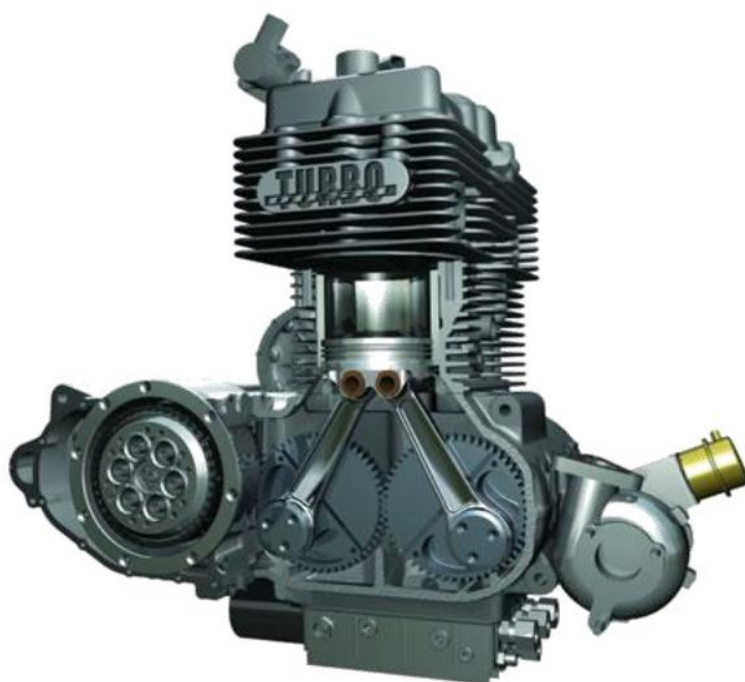
$$S_{v1} = 2m_v r_v \omega^2 \cos \alpha = m_p r \omega^2 \cos \alpha \equiv S_{p1} \quad (7)$$

Zotrvačná sila  $S_{p1}$  je týmto vyrušená, ale s výslednicou  $S_{v1}$  tvoria na ramene  $e \operatorname{tg}(\alpha)$  voľný priečny moment  $M_v$ , ktorým možno vhodnou voľbou ramena  $e$  vyvážiť prvú harmonickú zložku priečneho zotrvačného momentu  $\Delta M_o$  kývavého pohybu ojnice. [1]



Obr. 6 Vyváženie zotrvačnej sily posuvných hmôt harmonickej zložky rádu  $\kappa = 1$  [1]

Vyváženia harmonickej zložky I. rádu je možné aj použitím dvojitého excentrického kľukového ústrojenstva s dvoma protiběžnými protizávažiami. Jeho výhodou je, že dokáže takmer úplne vyvážiť  $S_{p1}$ , nevzniká pri ňom voľný priečny moment kývavého pohybu ojnice, ktorý sa na základe symetrie vyruší, ani tlak piestu na valec – odľahčenie plášťa piestu. Nevýhodou je zložitejšie kľukové ústrojenstvo, čo vedie k väčším zástavbovým priestorom a vyššej cene. [1,3]

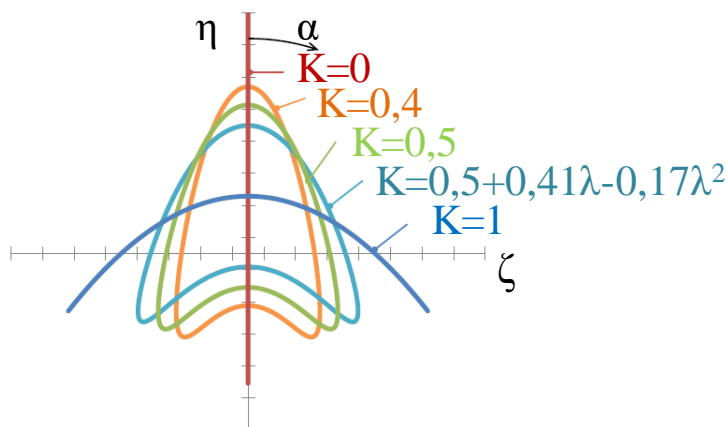


Obr. 7 Vyváženie zotrvačnej sily  $S_{p1}$  pomocou protibežného klukového hriadeľa [3]

Ďalšou možnosťou vyváženia harmonickej zložky I. rádu je pridanie protizávažia, podobne ako pri vyvažovaní sily  $S_r$ , o celkovej hmotnosti [1]:

$$m_v = (m_r + m_p) \frac{r}{r_v}, \quad (8)$$

ktoré úplne vyvažuje silu  $S_r$  a súčasne presúva pôsobenie sily  $S_{p1}$  z roviny valca do roviny k nej kolmej. Keďže hmotnosť protizávažia je príliš veľká a teda ekonomicky nevýhodná, využije sa len časť hmotnosti  $m_p$ , vynásobená koeficientom  $K$ , ktorého hodnota je v rozmedzí  $<0;1>$ . Z intervalu sa vyberie taká hodnota, aby výsledná nevyvážená sila bola čo najmenšia, avšak v praxi sa najčastejšie volí  $K \doteq 0,5$ . Pri návrhu je taktiež dôležitá i smerová tuhosť uloženia danej pohonnej jednotky. [1,3]



Obr. 8 Polárne diagramy pre čiastočné vyváženie  $S_{p1}$  a zároveň  $S_{p2}$  pomocou protizávaží [3]

Zotrvačná sila posuvných hmôt II. rádu sa počas otáčky hriadeľa mení 2-krát rýchlejšie, ako zložka I. rádu, a preto sa jej účinok môže vyrušiť na základe dvoch protizávaží, umiestnených na pomocných hriadeľoch, otáčajúcich sa 2-krát rýchlejšie než kľukový hriadeľ. Pre pomocné protizávažia platí vzťah [1]:

$$m_v^1 = m_v^2 = m_v = \frac{1}{8} \lambda m_p \frac{r}{r_v} \quad (9)$$

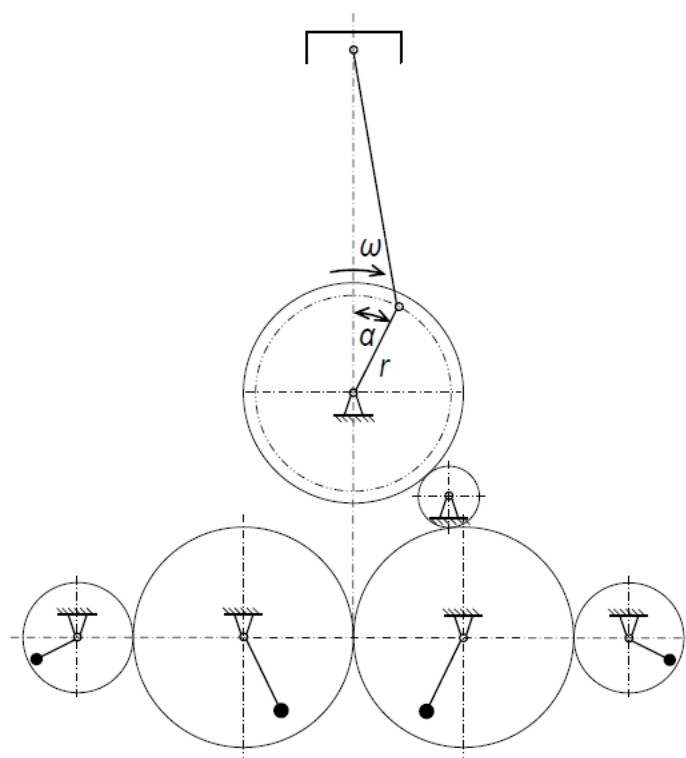
a ich zotrvačné sily [1]:

$$S_v^1 = S_v^2 = m_v r_v (2\omega)^2 = \frac{1}{2} \lambda m_p r \omega^2. \quad (10)$$

Výslednicou týchto síl je sila  $S_{v2}$  [1]:

$$S_{v2} = 2 \frac{1}{2} \lambda m_p r \omega^2 \cos 2\alpha = m_p r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha \equiv S_{p2}, \quad (11)$$

ktorá takisto leží v osi valca a má rovnakú hodnotu ako  $S_{p2}$ . Tým sa obe sily navzájom vyrušia a nevzniká ani žiadny prídavný moment. [1]



Obr. 9 Vyváženie zotrvačných síl posuvných častí I. a II. rádu u 1-valcového motora [3]

Pri pohybe kľukového ústrojenstva vzniká ešte voľný priečny klopný moment  $\Delta M_o$ , spôsobený pohybom ojnice, ktorý je taktiež v tvare nekonečnej goniometrickej rady, zloženej z nekonečného počtu harmonických zložiek nepárnych rádov. Z toho vyplýva, že jeho vyváženie je rovnako náročné ako vyváženie sily  $S_p$  a vďaka súčiniteľu  $B_k$  sú opäť postačujúce prvé dva rády rozvoja. Jeho vyváženie je väčšinou náročné a málo efektívne, preto tento moment zostáva nevyvážený. Navyše svojou veľkosťou vplýva len veľmi málo na celkovú nevyváženosť motora. [1,3]

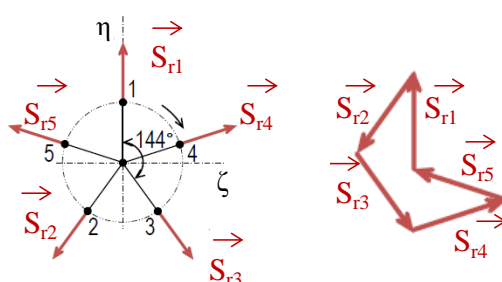


### 1.3 VYVAŽOVANIE RADOVÝCH MOTOROV

Z dôvodu rovnomerného rozostupu zapalovania a tým aj hnacích síl v priebehu pracovného cyklu 4-dobého spaľovacieho motora sú kľuky na kľukovom hriadeľi rozmiestnené v hviezdici a zvierajú medzi sebou uhol [1]:

$$\vartheta_{KL} = \frac{720^\circ}{z}, \quad (12)$$

kde  $z$  je počet valcov. Výsledné pôsobenie nevyvážených síl na rám je dané vektorovým súčtom zložiek jednotlivých valcov. Ak pri pohľade na kľukový hriadeľ v smere osi jeho valca tvoria kľuky pravidelnú hviezdicu, výslednica zotrvačných síl rotujúcich aj posuvných častí I. a II. rádu je nulová a nastane prirodzené vyváženie (platí pre motory počínajúc  $z = 3$ ). [1,4,5]



Obr. 10 Prirodzené vyváženie zotrvačných síl  $S_r$  [6]

Ak je výslednica silovej sústavy nulová, výsledný moment má charakter voľného vektora, naopak, ak je výslednica silovej sústavy nenulová, výsledný moment má povahu viazaného vektora a viaže sa k pomyselnému ťažisku sústavy. [4]

U radových motorov vznikajú na základe priestorového rozmiestnenia valcov pozdĺžne zotrvačné momenty. U hriadeľov súmerných podľa všetkých troch ôs prechádzajúcich ťažiskom – motory s párnym počtom valcov – vznikajú vnútorné zotrvačné momenty, teda ich účinok je navonok vyvážený, ale spôsobujú prehýbanie hriadeľa, namáhanie ložísk i rámu motora. U motorov s nepárnym počtom valcov vznikajú voľné zotrvačné momenty, teda nevyvážené. [1]



Obr. 11 Vyváženie zotrvačných síl  $S_p$  II. rádu pomocou dvoch protibežných hriadeľov [7]

Tab. 1 Nevyvážené zotrvačné účinky 4-dobých radových motorov [1,4,5,6,7,8]

Počet valcov $z$	Rozostup zapalovania $\vartheta_z [^\circ]$	Voľné zotrvačné sily			Voľné zotrvačné momenty		
		$S_r$	$S_{p1}$	$S_{p2}$	$M_r$	$M_{p1}$	$M_{p2}$
1	720	P	N0	N1	0	0	0
2	360	P	N0	N1	0P	0	0
	180*	0	0	N	NP	N2	0
	Boxer	0	0	0	NP	N2	X
3	240	0	0	0	NP / NP*	N2 / N3	X
4	180	0	0	N1	0PP	0	0
	90 **	0	0	0	NP*	N2/N3	0
5	144	0	0	0	NP / NP*	N2/N3	X
6	120	0	0	0	0PP	0	0

0 – prirodzene vyvážené

N – nevyvážené

P – nevyvážené, možno úplne vyvážiť protizávažím

0P – prirodzene vyvážený moment, ale spôsobuje prehyb hriadeľa

NP – nevyvážený moment, možno vyvážiť protizávažím

0PP – vnútorný pozdĺžny moment – pridanie protizávaží

X – nevyvážený moment, nevyvažuje sa

N0 – nevyvážené, možno vyvážiť pomocou protibežného hriadeľa a protizávažia, ale vzniká prídavný moment

N1 – nevyvážené, možno vyvážiť pomocou dvoch protibežných hriadel'ov s dvojnásobnou uhlovou rýchlosťou

N2 – možno vyvážiť pomocou jedného vyvažovacieho hriadeľa s protizávažiami a zvyšné protizávažia na kľukovom hriadeli

NP\* – momenty vzniknuté od síl  $S_r$  pôsobia v rovine  $\zeta\eta$ , kde sa sčítajú a výsledný vektor má povahu voľného vektora, ktorý sa sklopí o  $90^\circ$  v smere hodinových ručičiek – tým sa získa rovina, v ktorej budú umiestnené protizávažia

N3 – čiastočné vyváženie pomocou protizávažia na kľukovom hriadeli (remenicí, zotrvačníku) prepočítaného koeficientom  $K$

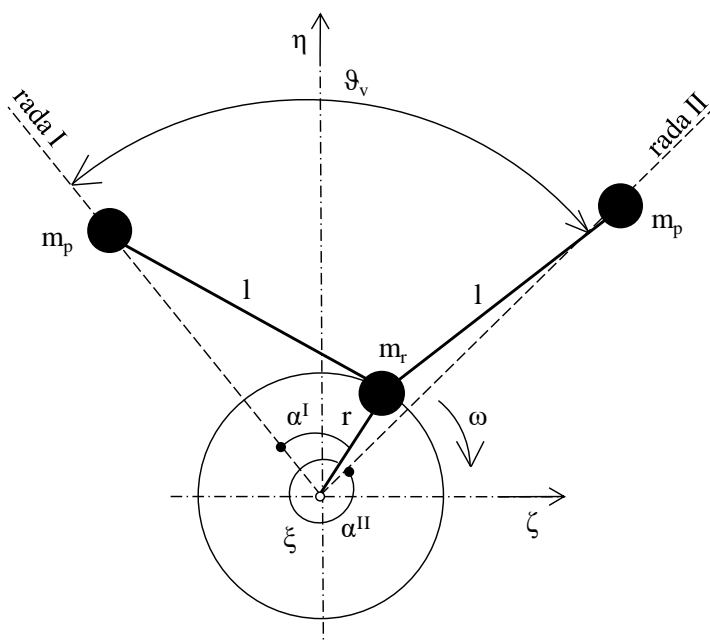
\* – nepravidelný rozostup zapalovania

\*\* – nepravidelný rozostup zapalovania v poradí valcov 1 – 4 – 2 – 3 (otočenie hriadeľa –  $180^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $180^\circ$ ,  $270^\circ$ )

Záverom je, že vďaka symetrii kľukového hriadeľa sa môžu niektoré zotrvačné sily i momenty prirodzene vyvážiť, navyše vyvážením voľných zotrvačných síl sa zamedzuje aj vzniku momentov, ktoré by vzbudili. [1]

## 1.4 VYVAŽOVANIE VIDLICOVÝCH MOTOROV

Vidlicový motor s valcami do V (označenie aj ako V – motor) sa používa najčastejšie u výkonných cestných a koľajových vozidiel. Na čape každého zalomenia kľukového hriadeľa sú dve ojnice, z ktorých je jedna hlavná a druhá vedľajšia. Vedľajšia je uložená na čape hriadeľa – *centrické uchytenie* alebo je zavesená na veľkom oku hlavnej ojnice – *výstredné uchytenie*. Toto druhé uchytenie je menej výhodné z hľadiska vyváženia, preto ďalej nie je rozoberané. [1]



Obr. 12 Centrické uchytenie vedľajšej ojnice v motore s valcami do V [1]

Aby platila podmienka pravidelného rozostupu zapalovania, rady valcov do V zvierajú uhol rozovretia [1]:

$$\vartheta_v = \frac{720^\circ}{z}, \quad (13)$$

kde  $z$  je počet valcov. V praxi je uhol  $\vartheta_v$  menší z dôvodu priestorovej úspory, lepšieho vyváženia a odstránenia nebezpečného torzného kmitania kľukového hriadeľa. Podobne ako u radových motorov je potrebné vyšetriť výslednice zotrvačných síl a momentov v každej rade zvlášť a tie vektorovo sčítať s ohľadom na uhle rozovretia  $\vartheta_v$ . [1]

Zotrvačné sily otáčajúcich sa častí sa dostanú do rovnováhy tak, že sa k nim pripočítajú otáčajúce sa podiely hlavnej a vedľajšej ojnice, a to celé je možné vyvážiť protizávažím na kľukovom hriadeli. [1]

Zotrvačné sily posuvných častí sa určia vektorovým súčtom týchto síl v oboch radoch. Ak pri uhle rozovretia  $\vartheta_v = 90^\circ$  výslednica zotrvačných síl  $S_p$  I. rádu nemení pri otáčaní hriadeľa svoju veľkosť a otáča sa jej vektor s kľukou, vykazuje chovanie ako voľná zotrvačná sila otáčajúcich sa častí, a teda je možné ju vyvážiť protizávažím. Z tejto skutočnosti vyplýva, že motor s valcami do V je možné jednoduchšie vyvážiť než radové motory. V prípade  $\vartheta_v \neq 90^\circ$  vzniká zbytková nevyváženosť, takže sily  $S_p$  I. rádu možno vyvážiť čiastočne pomocou protizávaží na kľukovom hriadeli, alebo pomocou protibežného vyvažovacieho hriadeľa. [1]

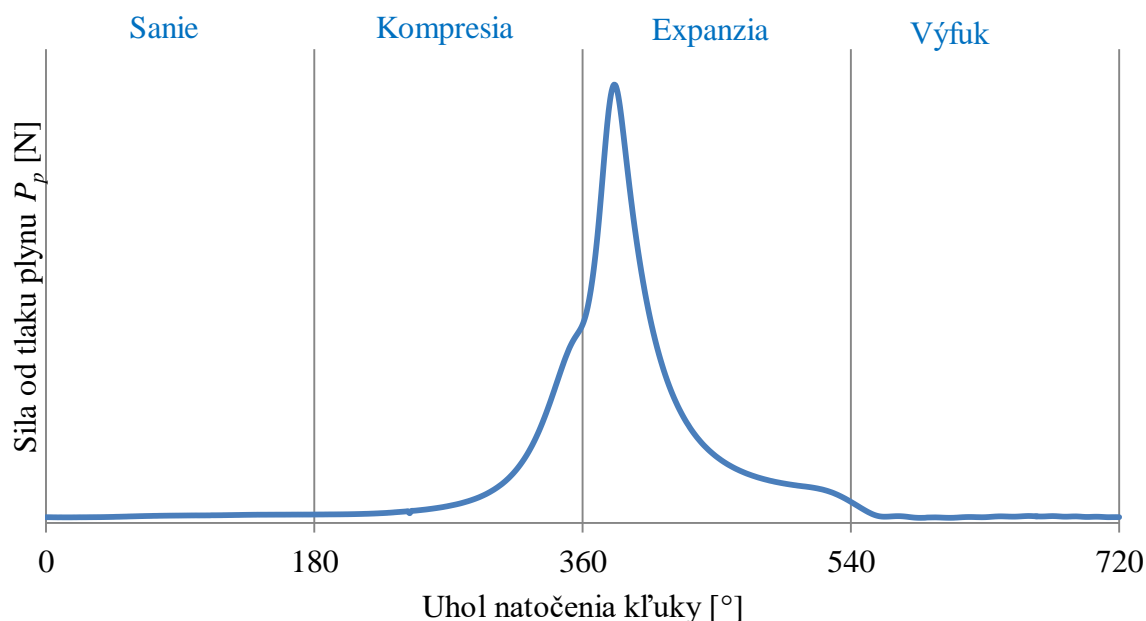
Výsledná sila  $S_p$  II. rádu leží vždy vo vodorovnej rovine a vyvažuje sa pomocou dvoch protibežných protizávaží umiestnených na pomocných hriadeľoch. [1]

Voľné pozdĺžne momenty otáčajúcich sa častí závisia na usporiadaní kľukového hriadeľa a vyvažujú sa rovnakým vyvažovacím hriadeľom ako u radových motorov. Voľné pozdĺžne momenty posuvných častí I. rádu možno pri uhle rozvretia valcov  $\vartheta_v = 90^\circ$  vyvážiť protizávažiami, ktoré vyrušia účinok geometricky sčítaného výsledného momentu, ktorý má stálu veľkosť a otáča sa súhlasne s kľukovým hriadeľom. Pri inom uhle rozvretia  $\vartheta_v$  sa moment rozloží do dvoch rovnako veľkých protibežných momentov, a zložka otáčajúca sa súhlasne s kľukou sa vyváži protizávažiami. [1]

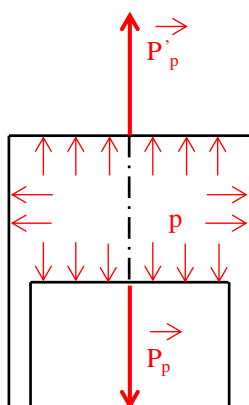
Vnútorne pozdĺžne momenty otáčajúcich sa a posuvných častí možno vyvážiť pomocou protizávaží. Priechne momenty od kývavého pohybu ojnic sa na základe svojej veľkosti nepodieľajú na celkovej nevyváženosti motora, avšak je ich možné vyrušiť vhodnou voľbou uhlu rozvretia  $\vartheta_v$ . [1]

## 1.5 SILY OD TLAKU PLYNU

Okrem zotrvačných síl pôsobia v kľukovom mechanizme ešte sily od tlaku plynu, ktoré majú taktiež periodický priebeh v závislosti na uhle otočenia kľuky  $\alpha$ . Tieto sily sú vždy v párnom počte a s opačným smerom pôsobenia (viď obrázok 14), takže ich účinok sa navonok neprejaví, ale sú zachytené rámom stroja, čím zaťažujú kľukový hriadeľ a ložiská. Na uloženie pohonnej jednotky sa prenáša len normálová zložka sily  $P_p$ , vzniknutá rozložením do osi ojnice a smeru kolmého na os valca, spôsobujúca výrazný klopný moment. Počas jedného celého pracovného cyklu, ktorý nastáva v poradí – sanie, kompresia, expanzia a výfuk – sily od tlaku plynu na piest sú najväčšie pri expanzii. [1,9]



Obr. 13 Závislosť sily od tlaku plynu na uhle natočenia kľuky [9]



Obr. 14 Líniové zaťaženie od tlaku plynu nahradené silami  $P_p$  a  $P'_p$  [1]

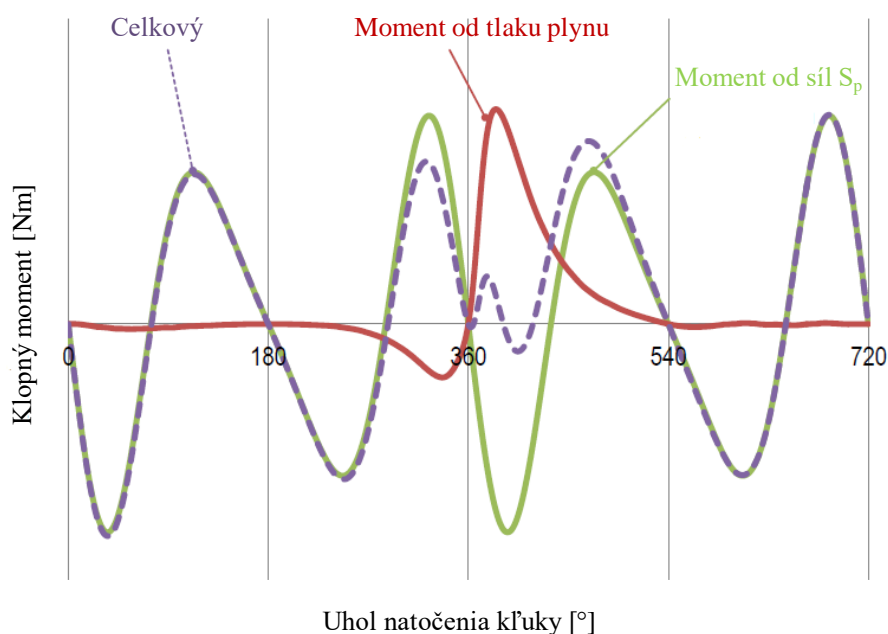
Sily od tlaku plynu sa určujú z indikátorového diagramu, kde os  $x$  predstavuje polohu piestu a os  $y$  popisuje daný tlak. Sila na piest  $P_p$  sa vypočíta ako súčin rozdielu daného tlaku  $p$  a tlaku v kľukovej skrini  $p_0$  a plochy piestu  $F_p$ , pričom  $D$  je vŕtanie valca [9]:

$$P_p = (p - p_0)F_p = (p - p_0)\frac{\pi D^2}{4}. \quad (14)$$

Výsledná sila  $F_v$  pôsobiaca na piest v osi valca sa vypočíta vektorovým súčtom zotrvačnej sily a sily od tlaku plynu [9]:

$$\vec{F}_v = \vec{S}_p + \vec{P}_p. \quad (15)$$

Sily od tlaku plynu sa navzájom vyrušia, ale navonok sa prejaví len klopný moment, ktorý vzniká pôsobením tlaku piestu na valec. Výsledný klopný moment motora bude daný súčtom klopného momentu od síl od tlaku plynu a momentu od zotrvačných síl  $S_p$  ako je znázornené na obrázku 15. [9]



Obr. 15 Priebeh voľného klopného momentu valcovej jednotky pri  $n = 10\,000\text{ min}^{-1}$  [7]

## 2 ULOŽENIE MOTORA S PREVODOVKOU

Pohybom kľukového ústrojenstva v pohonnej jednotke vznikajú zotrvačné sily a momenty, ktoré prenášajú svoje účinky aj na okolie – karosériu vozidla. Z toho dôvodu je potrebné zabrániť tomuto prenosu, prípadne ho znížiť na minimum. Uloženie pohonnej jednotky je priamou väzbou medzi pohonnou jednotkou a rámom. Jeho hlavnou úlohou je minimalizovať prenášané zotrvačné účinky, uchytiť celú tiaž pohonnej jednotky, zabrániť pohybu motora s prevodovkou a zachytávať nárazy spôsobené nerovnosťou vozovky. Typické uloženie pozostáva z pohonnej jednotky a niekoľkých lôžok, ktoré ju spájajú s podporným rámom. Väčšinou je pohonná jednotka uchytená v troch alebo štyroch lôžkach. [10,11]

Lôžka sa navrhujú na základe frekvencie a amplitúdy zotrvačných síl a síl od tlaku plynu, a rovnako je rozhodujúca aj celková hmotnosť a jej rozmiestnenie, ktorú budú musieť lôžka uniesť. Tým sa určí optimálna tuhosť a tlmenie. Taktiež je pri ich návrhu rozhodujúci aj priestor, ktorý je spojený nielen so zástavbou lôžka, ale aj s obmedzením pri maximálnom dovolenom odklone ťažiska pohonnej jednotky pri danom frekvenčnom pásme vibrácií. Preto ďalším krokom je potrebné navrhnuť vhodný tvar lôžka, umiestnenie a orientáciu. Lôžka sú modelované ako paralelne zapojené pružiny a hysterézne alebo viskózne tlmiče, umiestnené v troch na seba kolmých smeroch, podopierajúce izolovanú hmotnosť. [10,11]

Optimalizácia a vývoj pri návrhu lôžok ide stále vpred s cieľom skvalitniť tlmenie a odľahčiť celú karosériu. Pri modelovaní sa rám uvažuje ako dokonale tuhý, alebo sa uvažuje jeho poddajnosť v mieste uloženia pohonnej jednotky. Pre komplikovanejšie sústavy sa využívajú výpočtové modely založené na Multi-Body System (MBS), vďaka ktorým je možné nasimulovať dynamiku pohybu celej sústavy. Kmitanie pohonnej jednotky sa uskutočňuje okolo jej ťažiska. Pri malých otáčkach motora majú sily od tlaku plynu väčší vplyv na vznik vibrácií než zotrvačné sily, pri väčších otáčkach je to naopak. Amplitúda motorových vibrácií je pri nízkych frekvenciách (1–50 Hz) spravidla viac ako 0,3 mm a pri vyšších frekvenciách (50–200 Hz) je menšia než 0,3 mm. Pri nízkych otáčkach je charakteristické výraznejšie chvenie motora, pri vyšších otáčkach hlasitejší chod motora. Izolátor – lôžko má zvyčajne vysoké tlmenie a vysokú tuhosť pri nízkych frekvenciách, nízke tlmenie a nízku tuhosť pri vysokých frekvenciách. Prirodzená frekvencia lôžka je menšia ako frekvencia zotrvačných účinkov, a tým nedôjde k rezonancii, čo zaistí nízky prenos vibrácií. [10,11,12,13]

### 2.1 DRUHY LÔŽOK

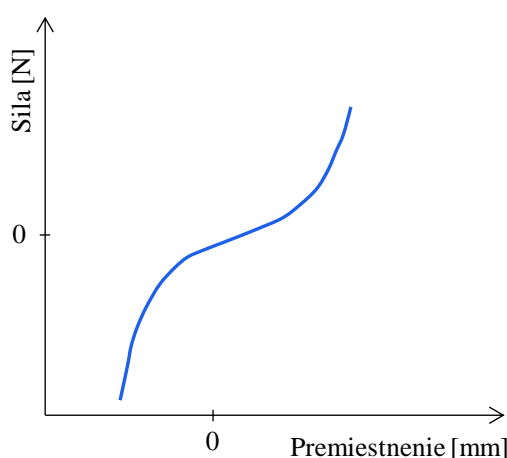
Na uchytenie pohonnej jednotky sa používajú lôžka pasívne a aktívne. Pasívne lôžka využívajú pasívne prvky ako napríklad mechanickú pružinu, tlmič alebo gumové bloky a sú schopné pohlcovať mechanickú energiu. Z ekonomického hľadiska sú cenovo nenáročné, z konštrukčného hľadiska relatívne jednoduché a z bezpečnostného hľadiska spoľahlivé. Patria sem elastomérené a hydraulické lôžka. [10]

Aktívne lôžka pozostávajú z pasívneho lôžka, senzoru vibrácií, kontrolného obvodu so spätnou väzbou a regulátora. Vibračný signál je spracovaný kontrolným obvodom a ďalej privádzaný do elektromagnetického regulátora, ktorý generuje silu na vyrušenie vibrácií. V porovnaní s pasívnymi lôžkami pracujú efektívnejšie, pretože sa dokážu lepšie prispôbiť budiacim frekvenciám a tým meniť svoje tlmiace a tuhostné vlastnosti. Hlavnou nevýhodou je cena a zložitý rozostavenie aj s ďalšou potrebnou elektronikou. [10]

### 2.1.1 ELASTOMÉRNE LÔŽKA

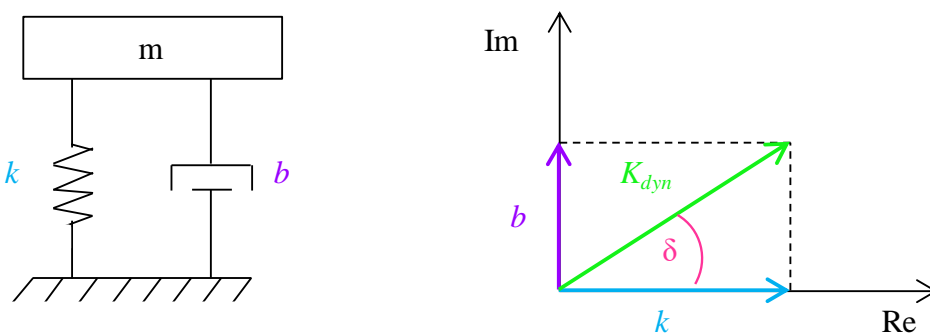
Elastomérne lôžka zhotovené predovšetkým z gummy sa používajú už od 30. rokov 20. storočia a od tej doby si prešli mnohými inovatívnymi zmenami. Guma, ako viskoelastický materiál, ktorý je vďaka svojim vlastnostiam dobrý aj ako izolátor vibrácií, aj ako tlmič, určuje základné vlastnosti lôžka. Jej hlavnou charakteristikou je elastická tuhosť vo všetkých smeroch. Dokáže zniesť vysoké deformácie a po odľahčení sa vráti do pôvodnej polohy. Elastomérne lôžka sú kompaktné, jednoducho dostupné, cenovo výhodné a údržbovo nenáročné. [10,11]

Tuhosť gummy môže byť statická a dynamická. Statická tuhosť sa navrhuje na základe poklesnutia pohonnej jednotky vzhľadom k počiatočnej polohe, ktoré je spôsobené jej hmotnosťou, pričom pohonná jednotka je uložená na gume pod určitým sklonom. [10]



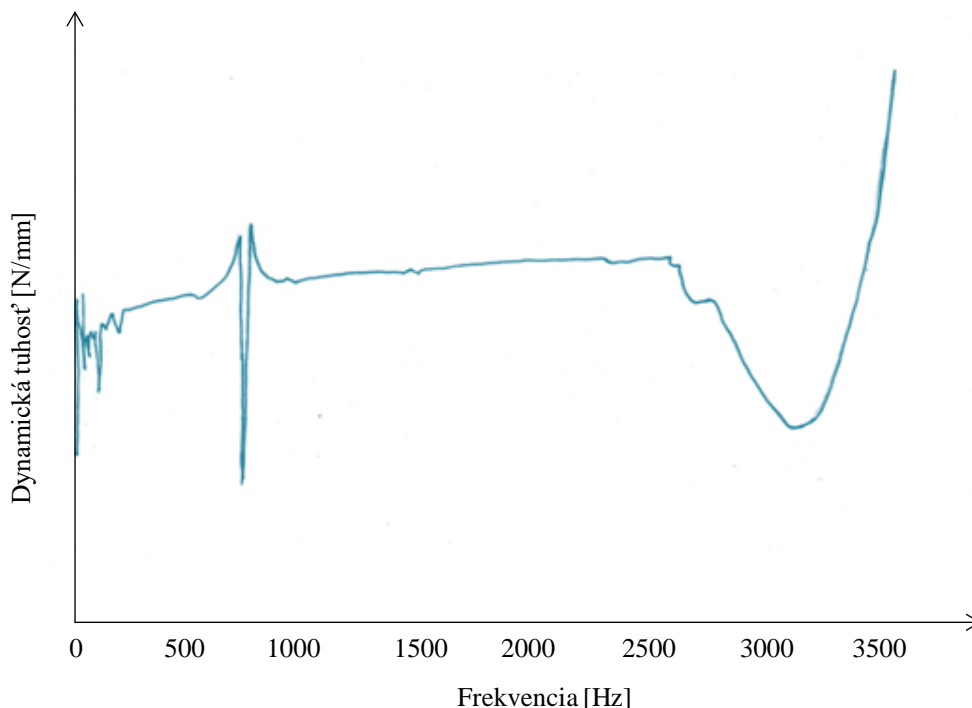
Obr. 16 Nelineárna závislosť sila–premiestnenie pre elastomérne materiály [11]

Dynamická tuhosť sa navrhuje na základe výsledku časovo-premenného deformačného pôsobenia. Na obrázku 17 je znázornený model paralelne zapojenej pružiny a tlmiča, ktoré spoločne určujú komplexnú tuhosť. Komplexná tuhosť sa znázorňuje v Gaussovej rovine, pričom na reálnej osi sa vyznačuje veľkosť elastickej tuhosti  $k$  a na imaginárnej osi koeficient tlmenia  $b$  (viskózna tuhosť). Veľkosť vektora komplexnej tuhosti je dynamická tuhosť, ktorá je vzhľadom k reálnej osi pootočená o fázový uhol  $\delta$ . Takto znázornený graf je pre jednu hodnotu frekvencie. [10,11,14]



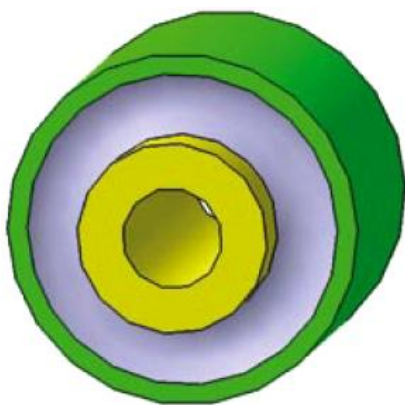
Obr. 17 Komplexná tuhosť – tuhosť a tlmenie v Gaussovej rovine [10,14]

Závislosť dynamickej tuhosti elastoméneho lôžka na širokom pásme frekvencií je znázornené na obrázku 18, odkiaľ vyplýva, že dynamická tuhosť je vyššia pri vyšších frekvenciách než pri nižších frekvenciách. Z toho dôvodu je náročnejšie navrhnuť lôžko s požadovanými vlastnosťami tlmenia. Dynamická tuhosť taktiež závisí od teploty. [10,15]



Obr. 18 Priebeh dynamickej tuhosti elastoméru [15]

Elastomérne lôžko, pre ktoré bola meraná dynamická tuhosť v závislosti na frekvencii je znázornené na obrázku 19, pričom priebeh dynamickej tuhosti závisí aj na jeho tvare. [15]



Obr. 19 Elastomérne lôžko [15]

Lôžko s vysokou tuhosťou a tlmením môže mať pri nízkej frekvencii vysoký prenos vibrácií, a navyše vzniká nežiaduci hluk spôsobený nárazom pohonnej jednotky o tuhé lôžko. Túto skutočnosť je možné pozorovať pri prejazde vozovkou s výraznými nerovnosťami pri malej rýchlosti. V prípade nízkej tuhosti a tlmenia pri nízkej frekvencii je výchylka motorových vibrácií veľká, čo spôsobuje výrazné statické vychýľovanie pohonnej jednotky, a to opäť nie je žiaduce. [10,12]

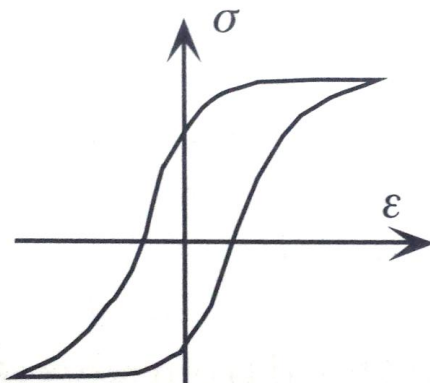


Pri vysokej frekvencii je nízka tuhosť vhodná, pretože výchylka je malá a teda prenos vibrácií nízky. Teda aby sme docielili nízky prenos vibrácií, tuhosť musí byť čo najmenšia, čo ale spôsobuje statické vychýľovanie pri nízkych frekvenciách, preto je nižšie tlmenie vhodné pri vyššej frekvencii. Naopak, vzrastanie tuhosti a tlmenia redukuje výkyvy pohonnej jednotky, ale má negatívny efekt na prenos sily do karosérie a môže dokonca poškodiť lôžka. [10,12]

Pri návrhu je teda potrebné nájsť optimálnu kombináciu tuhosti a tlmenia tak, aby sme docielili nízky prenos vibrácií do karosérie, eliminovali hluk spôsobený nárazmi a zabránili statickému vychýľovanie pohonnej jednotky. Z toho vyplýva nevýhoda pasívnych elastomérnych lôžok, pretože materiál je limitovaný pevnou tuhostnou a tlmiacou charakteristikou počas celého pásma frekvencií. [10,11]

Medzi základné materiály využívané na výrobu tohto druhu lôžok sú vulkanizované elastoméry, teda syntetické amorfné polyméry, nazývané aj ako guma, ktoré sa vyznačujú svojou viskoelasticitou. Vďaka nej sú schopné pohlcovať kinetickú energiu a po odľahčení sa vrátia do pôvodnej polohy. Pri cyklickom zaťažovaní tu dochádza k hysteréznym javom, ktoré vedú k disipácii mechanickej energie vo forme tepla. [16,17]

Tieto materiály významne závisia nielen od časového zaťažovania, ale aj od teploty, pričom tuhosť elastoméru vzrastá s klesajúcou teplotou, najmä pod bodom mrazu. Pre výber optimálneho elastoméru na výrobu lôžka je potrebné zohľadniť fyzikálne, chemické a mechanické vlastnosti. Zo statického a dynamického zaťažovania sa určia mechanické vlastnosti, najvýznamnejšia tvrdosť v jednotkách Shore v rozmedzí od 0 do 100, ďalej tuhosť a koeficient tlmenia. [16,17,18]



Obr. 20 Nelineárna závislosť napätia na deformácii pri cyklickom zaťažovaní elastoméru [16]

Najbežnejšími elastomérnymi materiálmi lôžok je syntetický kaučuk a polyuretán. Polyuretánové lôžka sú tvrdšie (tvrdosť maximálne 95 ShA), menej sa deformujú, a to spôsobuje väčší prenos vibrácií a hluku, napriek tomu majú vyššiu životnosť než kaučuk, sú odolnejšie voči teplu, chemikáliám a namáhaniu. Využívajú sa na uchytenie pohonnej jednotky predovšetkým u motocyklov, 1-valcov alebo pri závodných autách. U osobných automobilov sa používajú pri zavesení kolies. [17,19]

Kaučuk sa vyznačuje menšou tvrdosťou v rozmedzí 35–70 ShA, takže lepšie tlmí vibrácie. V praxi sa najčastejšie používa butadién-akrylonitrilový kaučuk (NBR) a butadién-styrénový kaučuk (SBR). Ich vlastnosti sú porovnané v tabuľke 2. [17]

Tab. 2 Porovnanie vlastností kaučuku typu NBR a SBR [20,21]

	NBR	SBR
Odolnosť voči stlačovaniu	1	2
Nepriepustnosť plynu	2	3
Odolnosť voči oleju	1	4
Odolnosť voči abrázií	2	1
Odolnosť voči trhaniu	2	3
Odolnosť voči počasiu	4	4
Odolnosť voči tepelnému starnutiu	3	3
Odolnosť voči nadutiu z vody	2	1
Hlavné znaky	výborná odolnosť voči oleju a palivám široká tepelná oblasť použitia (-30 °C až 100 °C)	veľmi zlá odolnosť voči oleju a rozpúšťadlám dobrá odolnosť voči brzdovým tekutinám a vode
Použitie	komponenty odolné voči oleju nízko-teplotné aplikácie tesniace systémy palivové systémy automobilový, lodný, letecký priemysel	tesnenie v hydraulickom brzdovom systéme tesniace systémy pneumatiky vhodný pre dynamické a abrazívne prostredie

1 – veľmi dobrá; 2 – dobrá; 3 – priemerná; 4 – nedostatočná

Celá koncepcia lôžka pozostáva z elastoméru, ktorý je s presahom vložený v kovovom puzdre, zhotovenom z konštrukčnej ocele alebo hliníkových zliatin. Pri zavesení kolies je tvar elastoméreného lôžka valcového tvaru, avšak pri uchytení pohonnej jednotky je tvar komplikovanejší. Keďže uloženie elastoméru v kovovom puzdre je natesno a nedochádza k jeho pohybu voči puzdru, nie je potrebné vnútorné mazanie lôžka. Nevýhodou je rýchlejšie opotrebenie v dôsledku tepla, chemikálií a cyklického zaťažovania. [19]

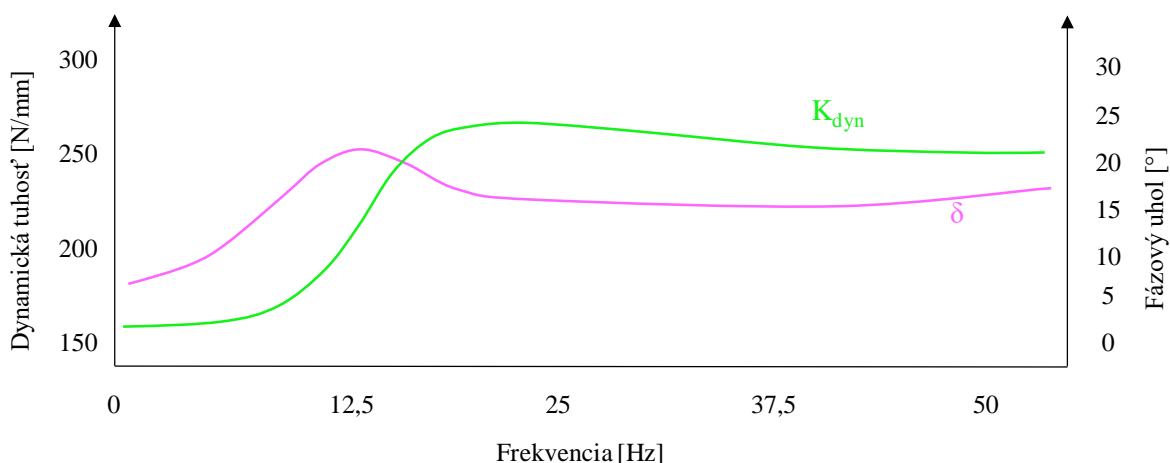


Obr. 21 Elastomérené lôžko

### 2.1.2 HYDRAULICKÉ LÔŽKA

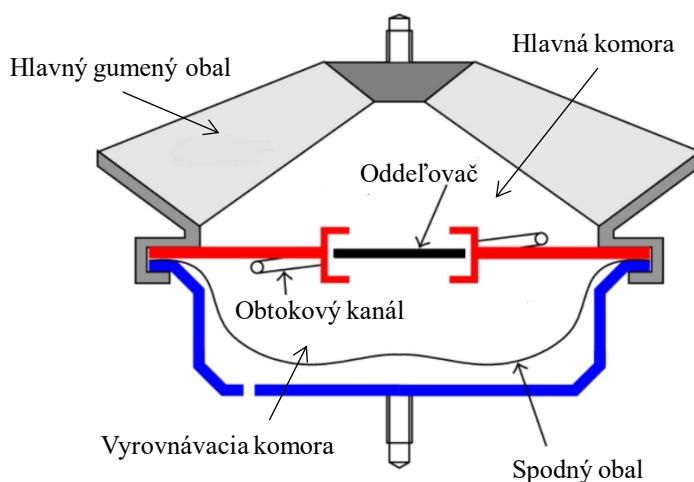
Hydraulické lôžka boli prvý krát použité vo vozidle v roku 1962. Na rozdiel od elastomérnych lôžok majú premenlivé tuhostné a tlmiace vlastnosti vďaka pevným alebo premenným otvorom a obtokovým kanálom. Tým sú schopné poskytovať lepšie tlmiace výsledky v závislosti na frekvencii. Dynamická tuhosť je nižšia než u elastomérnych lôžok. [10,12]

Pri nízkych frekvenciách môžu vykazovať vysoké tlmenie, ale nízku dynamickú tuhosť. Hoci je tlmenie vyššie pri nižšej frekvencii, izolácia vibrácií pri vyššej frekvencii je znížená. Tento problém sa vyrieši pridaním oddeľovača, ktorý umožňuje, že lôžko sa správa ako elastomérene, a tak poskytuje dobré tlmenie vibrácií pri vyšších frekvenciách. [10,11]



Obr. 22 Priebeh dynamickej tuhosti a fázového uhlu pre  $k=170$  N/mm [12]

Existujú tri typy hydraulických lôžok – hydraulické lôžka s jednoduchým otvorom, s obtokovým kanálom, s obtokovým kanálom a oddeľovačom. Ako prvé sa začali tieto lôžka vyrábať len s jednoduchým otvorom, ktorý spojoval vrchnú a spodnú komoru. Neskôr sa táto koncepcia vylepšila pridaním obtokového kanála, ktorý spôsoboval výraznejšie škrtenie prietoku tekutiny, a nakoniec bol pridaný aj oddeľovač, ktorý reguloval množstvo pretečenej tekutiny. [10,11]



Obr. 23 Schéma hydraulického lôžka [21]

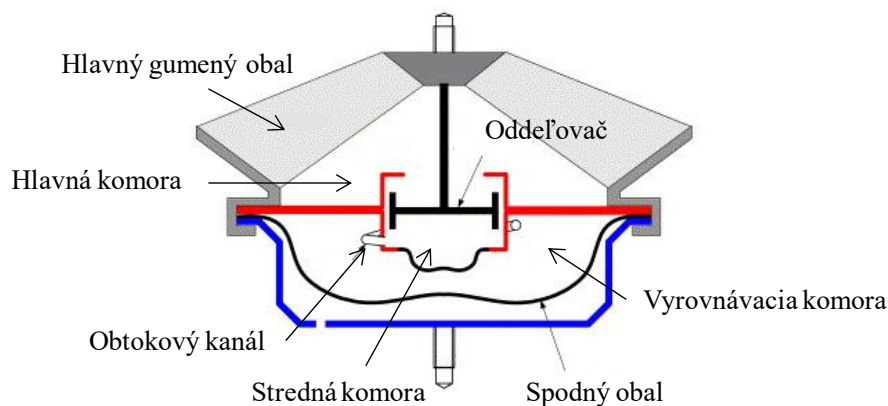
Otvor hydraulického lôžka ovplyvňuje svojou geometriou tlmiace vlastnosti celého lôžka. Hydraulické lôžka s jednoduchým otvorom obsahujú dve komory – hlavnú (hornú) a vyrovnávaciu (dolnú), ktoré sú vyrobené z poddajného elastoméneho materiálu, aby umožňovali tok z jednej komory do druhej. Tieto komory sú oddelené tenkým kovovým plátom. Gumený materiál vrchnej komory slúži ako pružina, aby zachytil tiaž pohonnej jednotky, a taktiež aj ako izolátor vibrácií. Spodná časť komory je navrhnutá s vyššou presnosťou a slúži ako zásobník tekutiny. [10,11]

Pôsobenie vibrácií – najmä vplyv nevyvážených silových účinkov a síl od tlaku plynu – spôsobuje deformáciu vrchnej komory, čo zapríčiňuje tok tekutiny cez otvor do spodnej komory, a tým vzniká tlmiaci efekt. Vďaka tomu, že spodná komora je gumová a ľahko sa vplyvom tekutiny rozťahne, nevzniká vo vnútri veľký pretlak. Horná a dolná komora sú zvyčajne naplnené zmesou etylén-glykolovej tekutiny a nemrznúcej a destilovanej vody kvôli nízkej citlivosti na teplotnú premenlivosť. Predpokladá sa, že tekutina je nestlačiteľná, tok cez otvor je turbulentný. [10,11]

Hydraulické lôžka obsahujúce okrem otvoru aj oddeľovač a obtokový kanálik pracujú na rovnakom princípe ako lôžka s jednoduchým otvorom, avšak tekutina sa tlačí aj cez obtokový kanálik. Oddeľovač sa pohybuje medzi otvorom a svojim pohybom reguluje množstvo voľne pretečenej tekutiny z hornej do dolnej komory. Pri vysokých amplitúdach a nízkych frekvenciách je oddeľovač naspodku otvoru, tekutina tade nepreteká, ale tlačí sa cez obtokový kanálik. Tým sa zvýši celková tuhosť a tlmenie celého lôžka. Naopak, počas malých amplitúd a vysokých frekvencií tekutina voľne preteká cez oddeľovač, ktorý len veľmi málo obmedzuje pretekánie tekutiny, a tým lôžko vykazuje malé tlmiace a tuhostné vlastnosti. [10,12]

Hydraulické lôžka môžu byť nielen ako pasívne, ale tvoria základ aj pre polo-aktívne a aktívne lôžka. Pre ich návrh je rozhodujúci tlak v komore, veľkosť zmeny komory, tok tekutiny a frekvencia a amplitúda vibrácií. [11]

V praxi sa využívajú rôzne modifikácie hydraulického lôžka s cieľom skvalitniť tlmenie. Jednou z nich je pripojenie oddeľovača k vrchnej časti lôžka, ktorá je priamo spojená s pohonnou jednotkou. Tým je pohyb oddeľovača priamo regulovaný pohybom motora. Na umiestnenie oddeľovača je potrebné vytvoriť strednú komoru, ktorá navyše zabezpečuje aktivitu obtokového kanáliku. Ten ovplyvňuje celkovú tuhosť lôžka vo väčšej miere, než obtekajúci priestor oddeľovača. [22]



Obr. 24 Hydraulické lôžko so spojovacou priečkou a strednou komorou [22]

Hydraulické lôžka sú vďaka svojim vlastnostiam veľmi často používané na uchytenie pohonnej jednotky, navyše sú spoľahlivé a cenovo prístupné. Nevýhodou pri dlhom používaní je možné vytečenie hydraulickej tekutiny, čím lôžka strácajú svoje vlastnosti. [10]



*Obr. 25 Hydraulické lôžko*

### 2.1.3 AKTÍVNE LÔŽKA

Aktívne motorové uloženie sa skladá z pasívnej časti hydraulického lôžka, regulátora, senzoru vibrácií a elektronického nastavovača. Pasívna časť je použitá z dôvodu zlyhania regulátora. Dynamická tuhosť je regulovaná pomocou prúdu vzniknutého na cievke v magnetickom poli a vychádza z dynamickej tuhosti pasívnej časti. [10,12]

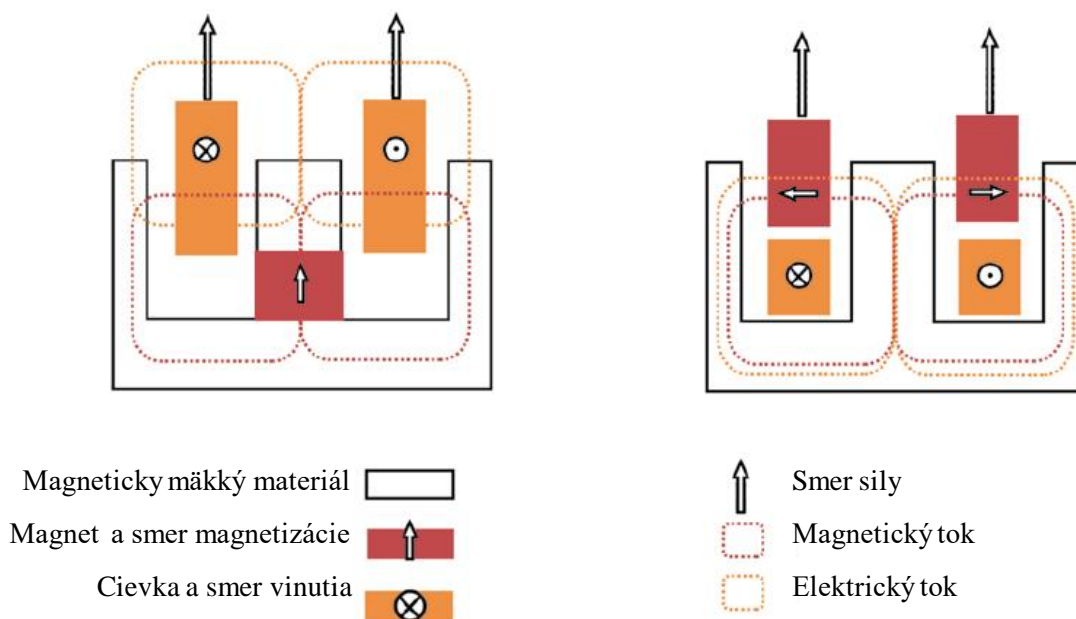
Tieto lôžka môžu byť mäkkšie s nízkou dynamickou tuhosťou pri vysokých frekvenciách, a zároveň tuhé pri nízkych frekvenciách, avšak pri voľnobehu, kedy otáčky, resp. frekvencia je malá, sa aktívne lôžko snaží znižovať dynamickú tuhosť. Ich výhodou je, že umožňujú tlmiť veľké vibrácie, takže netreba tak vysoké požiadavky na vyvažovací hriadeľ, čím sa zjednoduší konštrukcia motora a zníži jeho hmotnosť. Sú vhodné pre komplikovanejšie motory, ako napríklad motory s vypínaním valcov, ktoré majú v režime vypnutých valcov vyššie vibrácie. [10,11,23]

Medzi hlavné nevýhody patrí vysoká cena, rozmery, komplexná konfigurácia s ostatnými komponentmi a potrebná údržba. Keďže sa tu využívajú pohyblivé časti, senzory a externý zdroj energie, vysoká energetická spotreba je ďalším negatívnym faktorom ovplyvňujúcim jeho použitie, i keď lôžka sú flexibilným riešením vyrušenia vibrácií. [10,12]

Jednou zo základných častí je regulátor, teda zariadenie, ktoré vo vnútri lôžka vyvíja sily pôsobiace proti smeru motorových vibrácií, čím dôjde k ich vyrušeniu. Koná vratný pohyb, ktorý je prenášaný gumovou membránou do hydraulickej kvapaliny, ktorá taktiež absorbuje motorové vibrácie. Tie sú potom v kvapaline vyrušené pohybom regulátora. Existuje niekoľko druhov regulátorov, napríklad elektromagnetický s pohybujúcim sa magnetom v elektrickom poli cievky. Niekedy sa používajú aj elektrodynamické regulátory, tzv. hlasová cievka, kde sa cievka pohybuje v magnetickom poli permanentného magnetu. [12,23,24]



Elektromagnetický a elektrodynamický regulátor sa od seba odlišujú na základe smeru pôsobiaceho elektrického a magnetického poľa, ako je znázornené na obrázku 26. [24]



Obr. 26 Rozdielne smery pôsobiacich polí – vľavo elektrodynamický regulátor, vpravo elektromagnetický regulátor [24]

V elektrodynamickom regulátore je magnetický tok vytváraný magnetom a cievkou v dvoch rozličných miestach, zatiaľ čo pri elektromagnetickom regulátore sú oba obvody spojené. Táto skutočnosť spôsobuje základné rozdiely medzi jednotlivými druhmi. [24]

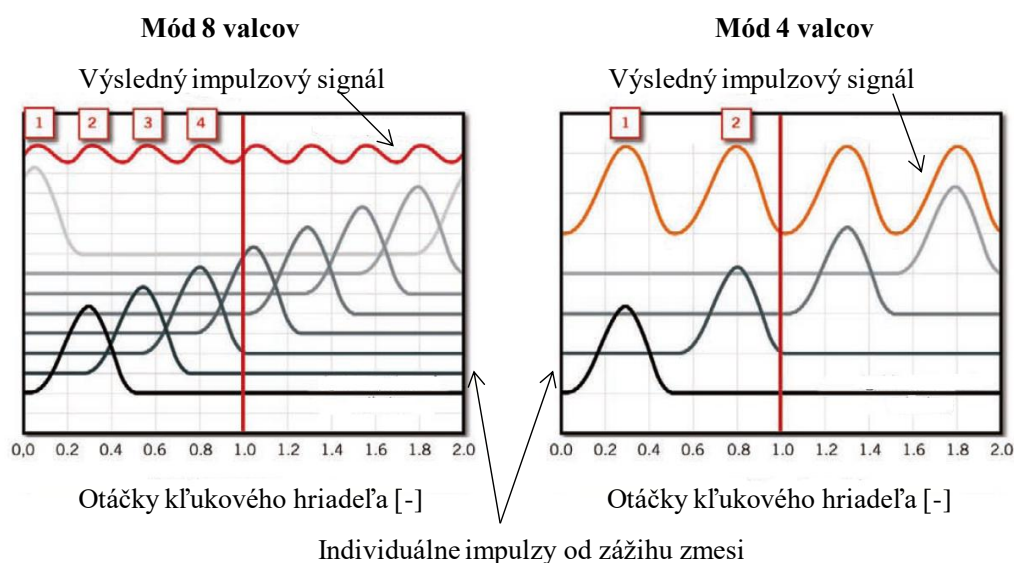
Elektrodynamický regulátor má nižšiu indukčnosť, ale vyšší odpor a slabšie magnetické pole. Aby sa sila poľa vyrovnala sile magnetického poľa elektromagnetického regulátora, je potrebné omnoho väčšie množstvo magnetu, čo sa prejaví aj na celkovej hmotnosti a cene regulátora. Navyše magnety použité v tomto druhu musia byť prírodné a vysoko-kvalitné. Elektrodynamické regulátory majú menšiu elektrickú časovú konštantu, rýchlejšiu časovú odozvu a sú vhodné pre vyššie frekvencie. [24]

Elektromagnetický regulátor má vyššiu indukčnosť, nižší odpor a silnejšie magnetické pole. Pohybujúci sa magnet môže byť vyrobený z feritického materiálu nižšej kvality a jeho potrebné množstvo je takmer 6-krát menšie než u predošlého druhu, čím sa zníži aj cena. Elektrická časová konštantu je vyššia a taktiež vyšší čas odozvy daný prechodovou funkciou, avšak stále je ekonomickejšim a rovnako účinným variantom na vyrušenie motorových vibrácií. [24]

Ďalším druhom regulátorov je hydraulický regulátor s magneto-rheologickou tekutinou, ktorej viskozita sa môže meniť. Posledným druhom je piezoelektrický, ktorý je pre vyššie frekvencie, pretože má veľmi rýchlu odozvu, ale nezvládne riadiť vysoko-amplitúdové presuny. [12,23]

Značka automobilov Audi vo svojom modeli Audi S8 s motorom 4.0-1 V8 TFSI využíva vypínanie štyroch z ôsmich valcov v rozmedzí širokého pásma frekvencií. Dôvodom je efektívne zníženie spotreby paliva. [23]

Keďže pri vypínaní valcov pracujú zvyšné štyri, zmena v ich zapalovaní spôsobí, že individuálne impulzy od zážihu zmesi v každom zo štyroch valcov sa zvýšia, čo sa značne prejaví na výraznejších vibráciách, ktoré ale pre takýto typ veľkých, pohodlných a luxusných áut vôbec nie sú príznačné. Preto je potrebné umiestniť pohonnú jednotku v aktívnych hydraulických lôžkach, ktoré dokážu absorbovať vzniknuté vibrácie a zlepšiť akustiku celého chodu. [12,23]

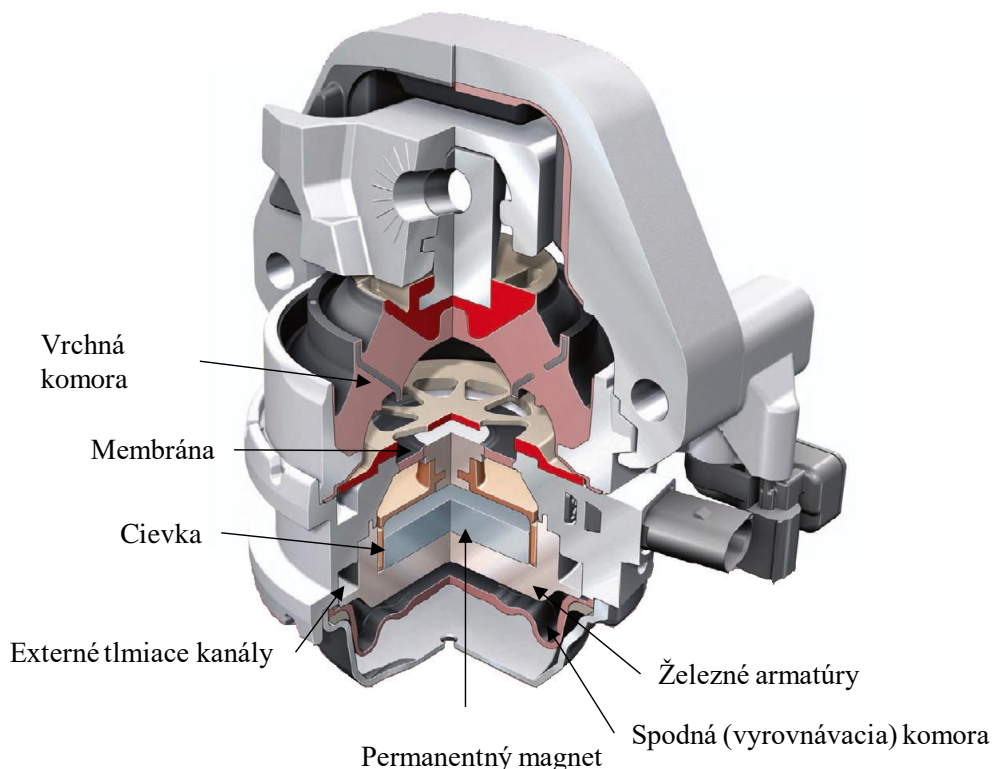


Obr. 27 Vznik výraznejších vibrácií spôsobených zmenou počtu zapalovania valcov[23]

Základ lôžka je hydraulický s vrchnou a spodnou gumenou komorou, pričom glykolová tekutina môže pretekať z vrchnej komory do spodnej cez externé kanály. Vo vnútri vrchnej komory je gumová membrána o ktorú je pripevnený regulátor. Ten pozostáva z permanentného magnetu vloženého medzi dvoma železnými armatúrami a vzniká silné magnetické pole. K membráne je pripevnená cievka, ktorá sa pohybuje v magnetickom poli, a tým sa v nej indukuje prúd. [23]

Ak cievkou prechádza elektrický prúd, pole permanentného magnetu vytvára silu spôsobujúcu pohyb cievky, ktorá tlačí na membránu. Tým dochádza k vychýleniu membrány a vzniku tlaku na kvapalinu vo vrchnej komore, ktorá sa musí vyduť. Takto vzniká sila priamo v lôžku, ktorá pôsobí proti smeru motorových vibrácií a tým sa ich účinok kompenzuje. [23]

Vychýlený pohyb vrchnej komory nastane pri minimálnej frekvencii 20 Hz a externé tlmiace kanály musia byť uzavreté, aby tekutina nepretiekla do spodnej komory. Pri celkovej činnosti lôžka sa uplatňuje nielen pasívna zložka – tlmenie pomocou glykolovej tekutiny pôsobiacej na vrchnú gumenú komoru, ktorá prenáša silové účinky na základ – ale aj aktívna zložka vedúca z regulátora cez kvapalinu až na základ. Obidve zložky ovplyvňujú prenos vibrácií, avšak sú fázovo posunuté a s rozdielnou amplitúdou, čo treba zohľadniť pri celkovom výpočte. Taktiež je potrebné zohľadniť životnosť niektorých komponentov – najmä starnutie gumi a vplyv teploty. [23]



Obr. 28 Aktívne hydraulické lôžko [23]

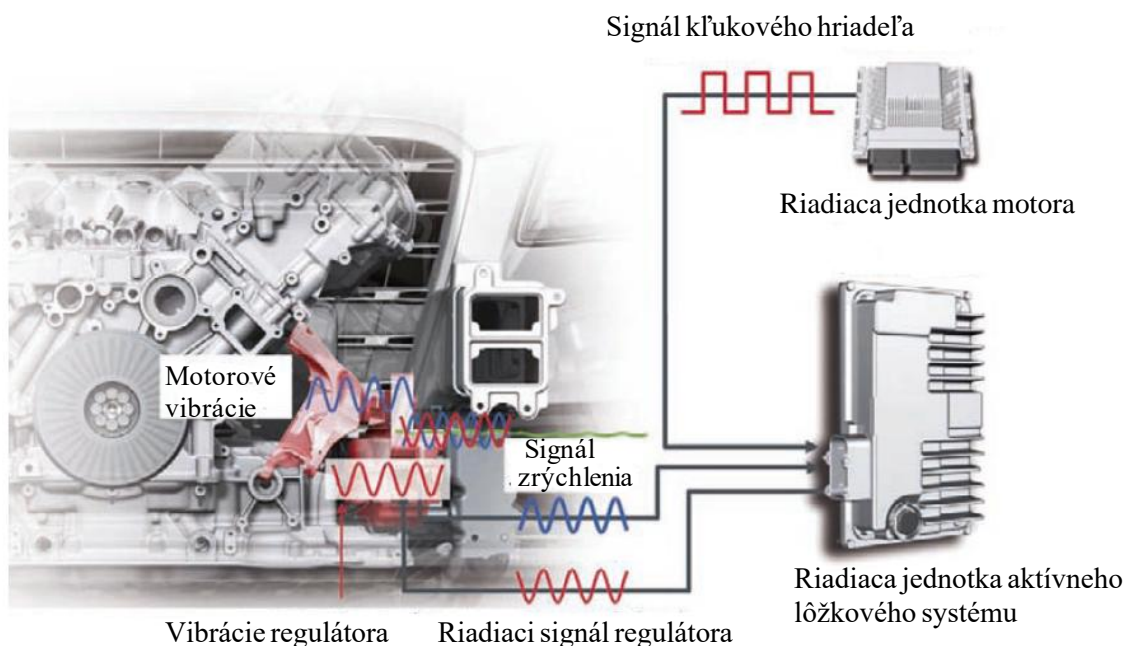
Okrem dvoch aktívnych lôžok kompletný lôžkový systém zahŕňa dva senzory zrýchlenia a riadiacu jednotku špeciálne vyvinutú pre aktívne lôžka, ktorá je nielenže spojená s lôžkom a príslušnými senzormi, ale je aj zabudovaná do vozidlovej dátovej zbernice CAN bus. Taktiež je priamo spojená s riadiacou jednotkou motora na prenos signálu polohy a otáčok kľukového hriadeľa. [23]

Princíp činnosti – zvýšené vibrácie spôsobené väčším uhlovým rozstupom zapalovania sú zaznamenávané senzorom zrýchlenia a prenášané do riadiacej jednotky aktívneho lôžkového systému, ktorá v rovnakom čase prijíma signály kľukového hriadeľa z riadiacej jednotky motora, a to bez časového a fázového posunu. Riadiaca jednotka lôžka tieto signály spracuje a odošle regulátoru. Ten vzbudí silu v lôžku pôsobiacu na gumovú komoru, ktorá následne pôsobí proti vibračným účinkom. Signály spracované riadiacou jednotkou lôžka závisia na fázovom posune, frekvencii a amplitúde vibrácií. [23]

Model S8 využíva zatvorený obvod, čo znamená, že senzor zrýchlenia na lôžku počas tohto procesu meria okamžité hodnoty vibrácií a dopĺňa ich do algoritmu, čím sa znovu prepočítajú hodnoty v riadiacej jednotke lôžka, ktorá odošle regulátoru nové parametre. Tým sa systém plynulo prispôbí zmene vibrácií. Celá činnosť prebieha iteračne, až kým sa výsledný vektor vibrácií v ideálnom prípade priblíži k nule. [23]

Niektoré aktívne lôžka využívajú aj otvorený obvod, kedy regulačné signály sú privedené na lôžko, ovplyvnia prenos vibrácií, ale spätná väzba týkajúca sa kvality regulácie nie je odoslaná do riadiacej jednotky lôžka. [23]

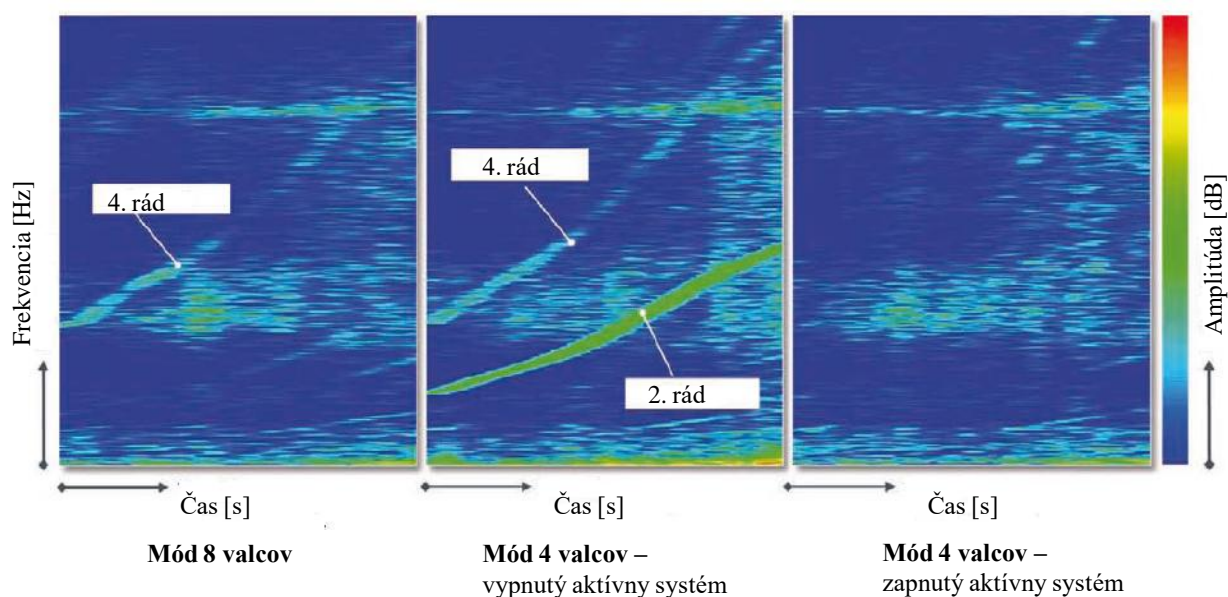




Obr. 29 Kompletný riadiaci systém aktívneho lôžka [23]

Keďže aktívne lôžka sú v tomto prípade dve, môžu sa navzájom ovplyvňovať na základe vibrácií prenášaných motorom alebo karosériou, čo je potrebné mať na zreteli pri návrhu celkového lôžkového systému, aby nedošlo k nežiaducim účinkom pri riadení lôžka. [23]

Ako je možné vidieť na obrázku 30, so znižujúcim počtom zapálených valcov sa objavujú účinky nižších rádo, ktoré majú väčšie amplitúdy a spôsobujú vyššie vibrácie. Tie sa dajú efektívne odstrániť pomocou zapnutého aktívneho lôžkového systému. [23]



Obr. 30 Výsledky merania amplitúdy vibrácií v jazdnom móde s vypnutým a zapnutým aktívnym lôžkom [23]

#### 2.1.4 POLO-AKTÍVNE LÔŽKA

Polo-aktívne lôžka sú riešením medzi aktívnymi a pasívnymi lôžkami, pretože sú konštrukčne jednoduché a zároveň ovládateľné. Koncepčné prevedenie vychádza z hydraulických lôžok a riadenie celkovej dynamickej tuhosti sa uskutočňuje zmenou viskozity tekutiny. Celá koncepcia je oveľa jednoduchšia ako pri aktívnych lôžkach, pretože nie sú potrebné žiadne ďalšie komponenty, a navyše spotreba energie z externého zdroja a riziko nestability sú omnoho nižšie. [12]

Ďalšími výhodami sú nízka cena, minimálne modifikácie a úpravy z hydraulického lôžka a efektívnosť v pohlcovaní vibrácií vďaka regulovateľným parametrom – tlmeniu. Tieto lôžka boli navrhnuté, aby zlepšili vlastnosti pri nízkych frekvenciách – lôžka v tomto pásme vykazujú vysoké tlmenie. Ich nevýhodou je slabá schopnosť poskytovať požadované izolačné vlastnosti počas širokého pásma frekvencií. [11,12]

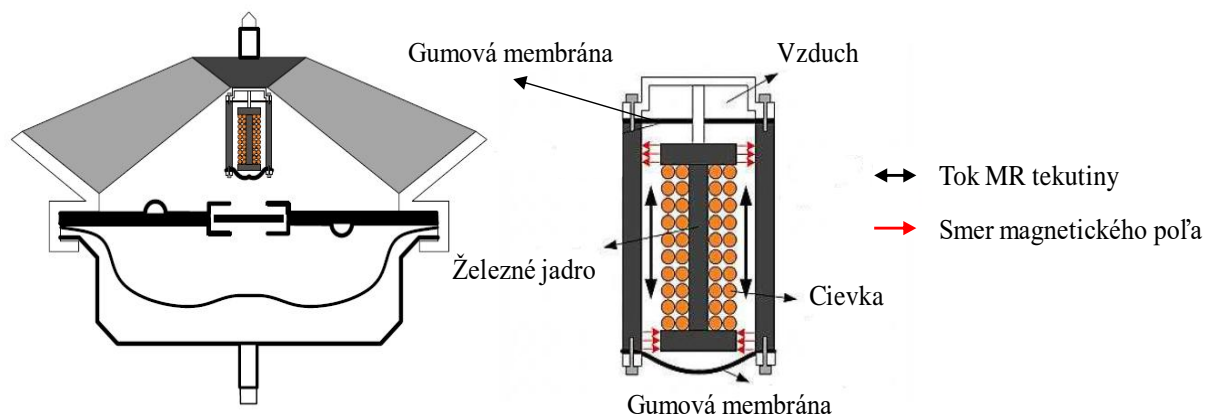
Tento typ lôžok môže byť použitý aj pre motory s vypínaním valcov. Existujú rôzne konštrukčné návrhy, napríklad lôžka s obtokovými kanálkami a čiastočným množstvom vákua na reguláciu tlmenia pasívnej časti lôžka, ďalej lôžka s presným rozdielom tlaku medzi vrchnou a spodnou komorou s využitím hydrauliky. Avšak väčšina je navrhnutá na základe elektro-rheologickej (ER) a magneto-rheologickej (MR) tekutiny, u ktorej dochádza ku zmene viskozity, a tým sa dosahujú potrebné tlmiace účinky. [12]

Elektro-rheologická tekutina je zmesou polovodičových častíc v dielektrickej kvapaline. Požiadavkou pri prevoze je vysoké napätie, nízka šmyková pevnosť a presná teplota. Z toho dôvodu sa využíva menej. [12]

Magneto-rheologická tekutina je spoľahlivejšia a zabezpečuje lepšie ovládanie dynamickej tuhosti. Skladá sa z magneticky polarizovaných častíc rozložených v tekutom médiu. Po aplikácii vonkajšieho magnetického poľa sa kovové častice usporiadajú a vytvoria reťazce, zvyšujúce viskozitu zmesi. Vlastnosti MR tekutín závisia na type kovových častíc, hustote ich usporiadania, vlastnostiach tekutého média a sile magnetického poľa. Viskózna tekutina bola založená na uhľovodíku, čo sa neskôr prejavilo ako nesprávna voľba, pretože uhľovodík začal reagovať s prírodnou gumou lôžka, a tak mohlo dôjsť k presakovaniu tekutiny. Z toho dôvodu sa tekutina nahradila vhodnejšou etylén-glykolovou alebo silikónovo-olejovou tekutinou, ktorá je kompatibilná s prírodnou gumou lôžka. [12]

Jedným z možných prevedení polo-aktívneho lôžka s MR tekutinou je, že lôžka majú vo vnútri vrchnej komory pomocnú valcovú MR komoru, ktorá je spojená hliníkovým vekom o železné jadro, okolo ktorého je navinutá cievka. Komora je z oboch strán uzavretá tenkou gumovou membránou a vyplnená MR tekutinou. Vzduch nad vrchnou membránou slúži na stlačenie MR tekutiny späť na úroveň valca. Celá komora sa môže deformovať na základe zmeny tlaku vo vnútri vrchnej komory. Vďaka železnej konštrukcii valcovej komory a jadra je zaistené magnetické pole. [12]

Prechodom elektrického prúdu cievkou sa indukuje magnetické pole vo vnútri jadra, ktoré reguluje viskozitu MR tekutiny na základe usporiadania železných častíc tak, aby ovplyvňovali prúdenie MR tekutiny, a tým menili dynamickú tuhosť. Pôsobením vibrácií sa zvýši tlak vo vnútri vrchnej komory, čo spôsobí prehnutie spodnej gumovej membrány dovnútra, a tým sa MR tekutina vytlačí nahor. Tlak vo vnútri vrchnej komory klesne a dynamická tuhosť sa zmenší. [12]

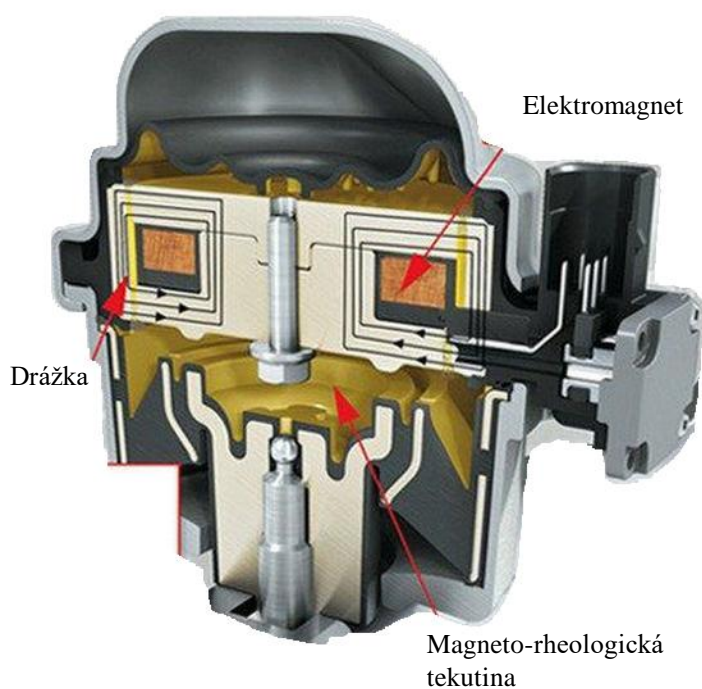


Obr. 31 Polo-aktívne MR lôžko [12]

Ďalším konštrukčným prevedením polo-aktívneho lôžka s MR tekutinou je použitie väčšieho elektromagnetu kruhového tvaru, predeľujúceho vrchnú a spodnú komoru. Okolo jeho vonkajšieho obvodu sa nachádza kruhová drážka cez ktorú preteká MR tekutina z vrchnej do spodnej komory. Toto pretekánie je obmedzené jej viskozitou. [25]

Riadiaca jednotka motora na základe otáčok reguluje napätie privádzané do cievky, a po prechode elektrického prúdu vzniká magnetické pole. Železné mikročastice sa v glykolovej tekutine usporiadajú do reťazcov, čím obmedzujú jej pretekánie, a tým menia viskozitu celej MR tekutiny. [25]

Keď je viskozita príliš veľká, tekutina drážkou nepreteká a lôžko a správa ako tuhé. Naopak, pri nízkej viskozite tekutina drážkou ľahko preteká, a lôžko vykazuje malé tlmiace a tuhostné vlastnosti. [25]



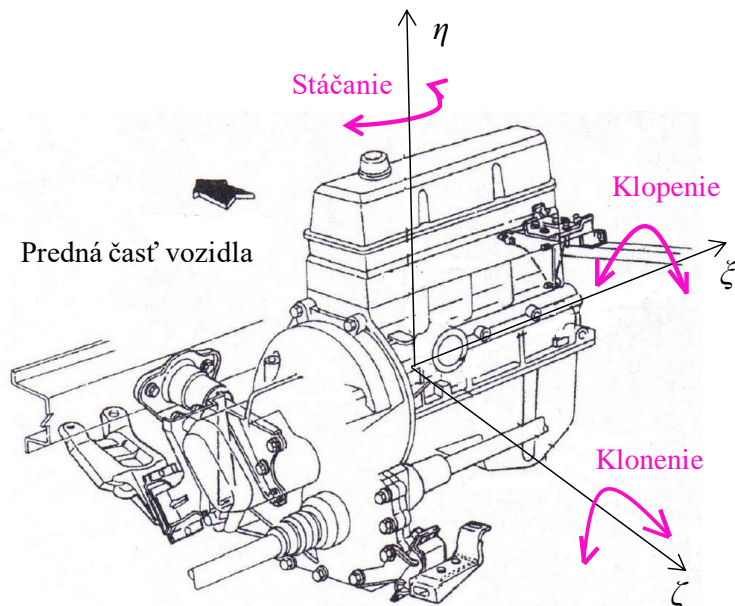
Obr. 32 Polo-aktívne MR lôžko pre Porsche 911 GT3 [25]

## 2.2 KONŠTRUKČNÉ RIEŠENIE ULOŽENIA POHONNEJ JEDNOTKY

Návrh uloženia pohonnej jednotky je ovplyvnený pôsobením zotrvačných síl a ich momentov, síl od tlaku plynu a rovnako aj nárazmi spôsobenými nerovnosťou vozovky. Taktiež je potrebné zohľadniť celkový priestor spojený so zástavbou lôžka. [11]

Pohonná jednotka je vo väčšine prípadov uložená v troch lôžkach, pričom dve sú uchytené o motor vo výške ťažiska pohonnej jednotky a tretie lôžko je uchytené o prevodovku. Počet lôžok sa zvyšuje v závislosti na množstve nevyvážených zotrvačných účinkov a požiadavkách pre komfort a bezpečnosť jazdy z pohľadu pasažierov. Pre väčšie motory sa navyše používajú prídavné hydraulické tlmiče, ktoré je potrebné uchytiť v elastomérnych lôžkach, aby sa zabránilo nežiaducemu hluku. Výchyľky kmitavých pohybov sú zachytávané špeciálnym gumovým dorazom, ktorý je umiestnený v mieste pod ťažiskom pod olejovou vaňou. U automobilov s prednou nápravou, a vo väčšine prípadov s priečne uloženým motorom, sa využíva momentová vzpera na zachytenie rekčného momentu motora. [11,26]

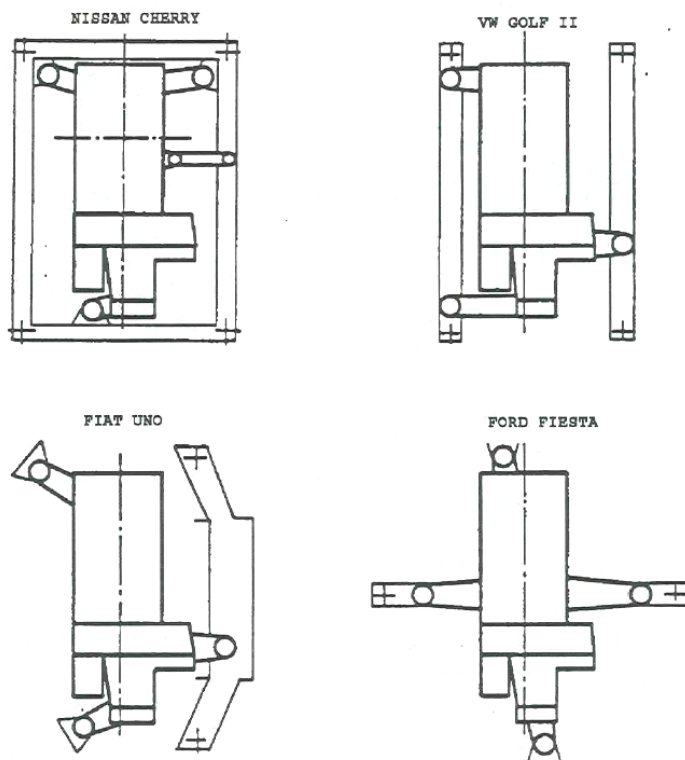
Pôsobením síl od tlaku plynu dochádza počas spaľovacieho procesu k premene chemickej energie na tepelnú a následne na mechanickú energiu, čím vzniká klopový moment, ktorý sa snaží preklopiť motor okolo osi kľukového hriadeľa. Pôsobením zotrvačných síl  $S_p$  dochádza ku vzniku klonivého momentu. Navyše k nemu prispievajú aj sily  $S_r$ , pokiaľ počas svojho otáčania pôsobia práve v rovnakej osi  $\eta$  ako sily  $S_p$ . Tieto účinky je potrebné zachytiť v lôžkach. Ďalší moment vznikajúci v motore je spôsobený silami  $S_r$ , ktoré spôsobujú stáčanie motora. Keďže sily  $S_r$  si zachovávajú svoju veľkosť, ale mení sa ich smer, vektor ich momentov sa otáča s kľukovým mechanizmom a pôsobí v rovine  $\zeta\eta$ . [1,26]



Obr. 33 Vznik momentov pozdĺž ôs [10]

Konštrukčných možností uloženia pohonnej jednotky v karosérii je mnoho, teda neexistuje len jediné správne uloženie. Každá automobilová značka má svoje špecifické uloženie, ktoré už len modifikuje na jednotlivé modely. Na obrázku 34 je možné vidieť vozidlá s predným pohonom a priečne uloženým motorom, kde pohonná jednotka je uchytená o karosériu prevažne troma lôžkami – dve sú pripevnené o motor, tretie o prevodovku – prípadne uloženie s využitím momentovej vzpery. [26]





Obr. 34 Rôzne konštrukčné prevedenia vybraných modelov [26]

Možnosť uloženia pohonnej jednotky prevedenej na automobile Škoda Octavia 1.9 TDI 81 kW 2000 (prične uložený 4-valec), je znázornené na obrázku 35. V tomto prípade sú použité dve hydraulické lôžka – ľavé je uchytané o motor, pravé o prevodovku. Keďže lôžka sú dostatočne široké, zachytávajú sily i momenty vo všetkých 3 osiach. Tvar lôžka je s presahom vložený v oceľovom ráme, ktorý je skrutkami pripevnený o karosériu. Vo vnútri je s presahom vložená ďalšia oceľová konštrukcia, ktorá je priskrutkovaná o hliníkovú časť spojenú s motorom. V spodnej časti vozidla je momentová vzpera uchytaná o motor a nápravnicu, ktorá zachytáva reakčný moment pri výraznom zábere – rozbehu alebo brzdení.



Obr. 35 Konštrukčné riešenie pomocou hydraulického lôžka – uchytanie motora



*Obr. 36 Momentová vzpera*

Ďalšie možné uloženie pohonnej jednotky pomocou hydraulických lôžok je prevedené na automobile Audi 80 cabrio 2.0 85 kW 1997 (pozdĺžne uložený 4-valec). Okrem dvoch hydraulických lôžok pripevnených z každej strany o pozdĺžne uložený motor, sa tu nachádzajú aj dve elastoméne lôžka na prevodovke a momentová vzpera vpredu motora.

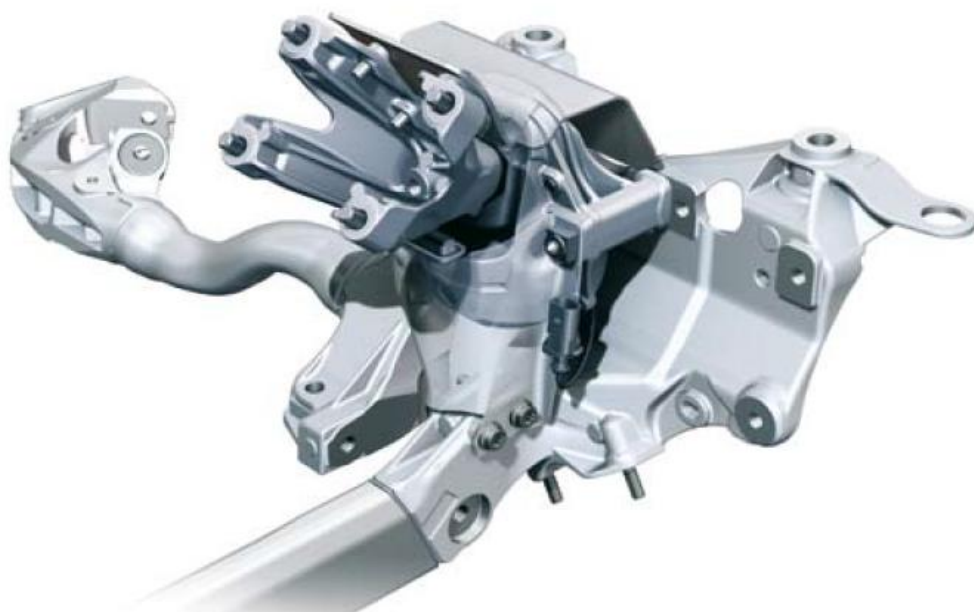


*Obr. 37 Konštrukčné riešenie pomocou hydraulického lôžka a momentovej vzpery*

Vývoj v oblasti znižovania motorových vibrácií a súčasne hmotnosti lôžkových systémov ide stále dopredu, a preto značka automobilov Audi vo svojom modeli Audi A4 nahradila systém upevnenia polo-aktívnych lôžok pomocou oddelených držiakov systémom podporného rámu, v ktorom je lôžkové puzdro priamo zabudované a s pevným prírubovým spojením. [27]

Závitové spojovacie body sa priamo dotýkajú gumenej podpory lôžka, čo umožňuje priamy prenos tlakových síl z motora do podporného rámu. Preto nižšia časť lôžka nie je tak veľmi namáhaná vysokými ťahovými a tlakovými silami, a teda obtokový systém a kryt môžu byť vyrobené z plastu, čím sa zníži hmotnosť. Rovnako odľahčené je aj vnútorné vertikálne puzdro, pretože sily sú prenášané cez pevnú vonkajšiu polovicu. [27]

Do hornej časti puzdra je namontovaná obruč na odolávanie ťahových síl, zatiaľ čo tlakové sily sú zachytené zvláštnym dorazom. V porovnaní s predchádzajúcim lôžkovým modelom je lôžko pripevnené k podpornému rámu horizontálnymi skrutkami, čo si vyžaduje väčšie presnosti na montáž. [27]



*Obr. 38 Tuhé pripevnenie lôžka v podpornom ráme[27]*

Funkcia momentovej vzpery, ktorá slúži na zabránenie pohybu motora pri výrazných silách, je nahradená lôžkami s dorazom, čo umožňuje znižovať hmotnosť komponentov v oblastiach pred prednou nápravou. Motory, ktoré stále vyžadujú oddelenú momentovú vzperu, je jej funkcia zastúpená torznou priečkou, pripevnenou ku karosérii pred motorom. Na rozdiel od momentovej vzpery je vyrobená z tlakovo-odlievaného hliníka a má lepšiu tuhosť. Kontaktné plochy pre doraz sú zabudované priamo v torznej priečke. [27]



*Obr. 39 Torzná priečka [27]*

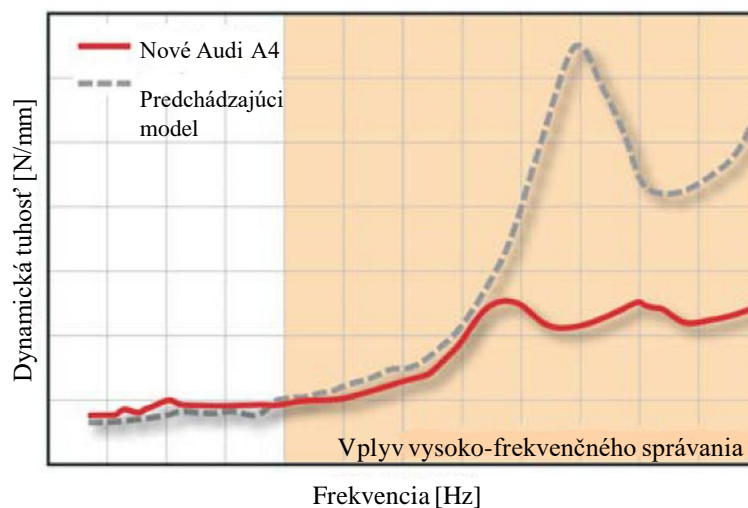


Kvôli zlepšeniu akustiky chodu pri vysokých frekvenciách je lôžko prevodovky novšieho modelu A4 zložené z dvoch oddelených gumených blokov, pričom vertikálny blok absorbuje sily v smere osi  $\eta$  a horizontálny blok poskytuje vysokú tuhosť v smere osi  $\xi$ . Ovpływňovaním geometrie bloku sa presúvajú rezonancie do pásma, kde nespôsobujú interferenciu, a výsledkom je dobré správanie lôžka pri vysokých frekvenciách. [27]



Obr. 40 Lôžko prevodovky zložené z dvoch oddelených gumových blokov [27]

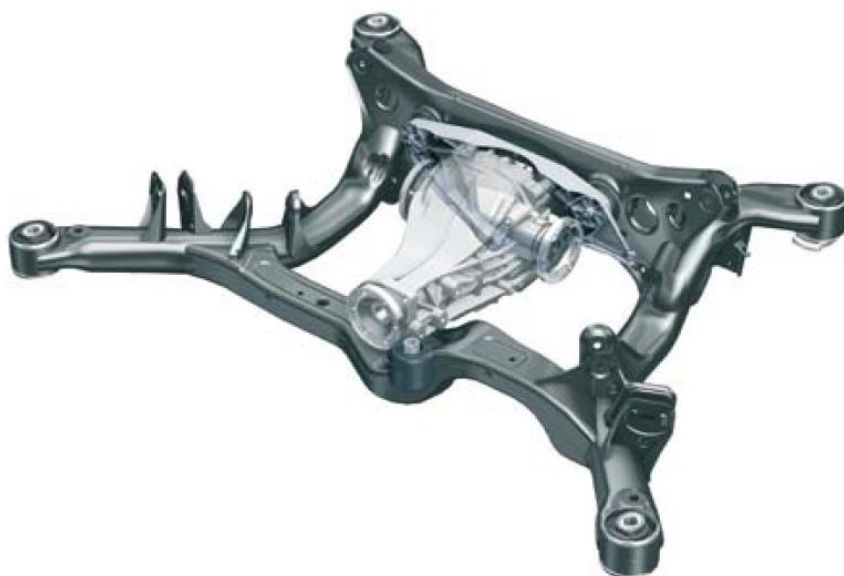
Okrem zmeny geometrie bloku je možné zmeniť aj materiál bloku za mäkšiu gumu, čo sa vo výsledku prejaví na nižšej dynamickej tuhosti v širšom pásme frekvencií oproti pôvodnému modelu. Puzdro lôžka prevodovky je vyrobené z tlakovo-odlievaného hliníka. [27]



Obr. 41 Priebeh dynamickej tuhosti lôžka prevodovky novej Audi A4 [27]

Zmenou si prešlo aj lôžko na uloženie diferenciálu pre Quattro modely. Dôvodom bolo taktiež zlepšenie akustiky chodu. Diferenciál je uložený v troch lôžkach, ktoré sú spojené s pomocným rámom, pričom predné lôžko je nalisované v strede rámu a zadné dve sú stlačené do spojitých častí tuhej priečnej konštrukcie. Výsledkom je zvýšená tuhosť spojov medzi jednotlivými lôžkami a puzdrom diferenciálu. Zväčšovaním priemeru lôžok a minimalizovaním ich tvrdosti Shore dochádza ku významnému zníženiu dynamickej tuhosti pri väčších frekvenciách. Spojenie s prevodovkou je pomocou tlakovo-odlievaného hliníkového diferenciálového priečnika. [27]





Obr. 42 Podporný rám s tromi lôžkami a diferenciálom zadnej nápravy [27]

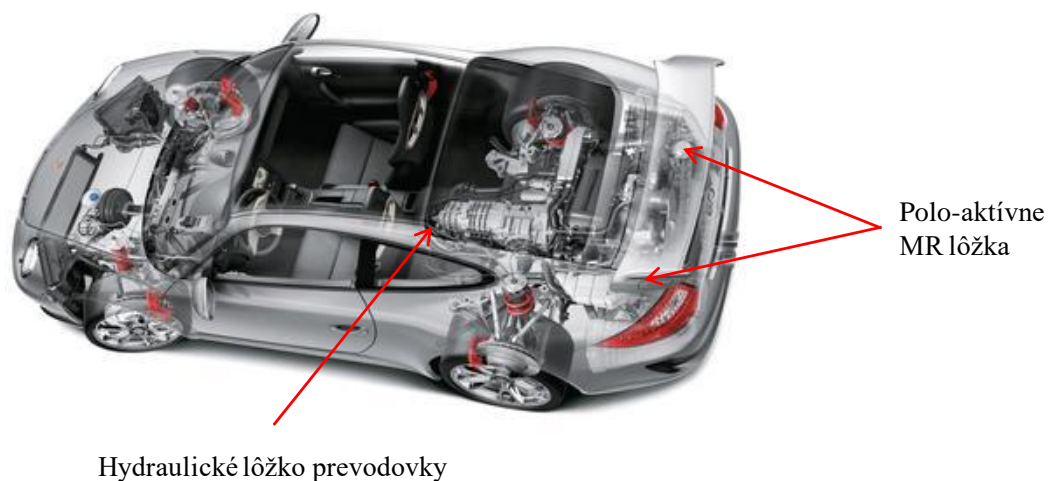
Výsledkom modernejšieho konštrukčného riešenia uloženia pohonnej jednotky Audi A4 bolo zníženie celkovej hmotnosti lôžkového systému o 37 %, ako aj zníženie dynamickej tuhosti lôžok a zlepšenie akustiky pri prevoze. [27]

Uloženie pohonnej jednotky Audi S8, ktorá využíva aktívny lôžkový systém je prevedené v piatich lôžkach – 2 aktívne hydraulické lôžka uchytené o motor, za nimi 2 polo-aktívne lôžka prevodovky, keďže Audi montuje motory do karosérie pozdĺžne, a 1 klasické lôžko prevodovky. [23]



Obr. 43 Konštrukčné uloženie pohonnej jednotky Audi S8[23]

Ďalším možným uložením pohonnej jednotky je uloženie pomocou polo-aktívnych lôžok, ktoré je uplatnené na automobile Porsche 911 GT3 (*Boxer* – 6-valec uložený v zadnej časti karosérie). V tomto prípade sú použité dve MR lôžka, umiestnené z každej strany motora a jedno hydraulické lôžko vpredu na prevodovke. [25]



Obr. 44 Konštrukčné uloženie pohonnej jednotky Porsche 911 GT3 [25]

Ako je možné vidieť na obrázkoch, konštrukčné riešenie uloženia pohonnej jednotky (prične/pozdĺžne uložení motor, predné/zadné uloženie motora v karosérii) využíva kombinácie zo štyroch druhov lôžok s cieľom dosiahnuť efektívne pružné uloženie s maximálnym pohltitím vibrácií. Ďalšie možné uloženia pohonnej jednotky pre rôzne typy motorov (3-valec, 4-valec, 5-valec, 6-valec) sú znázornené v prílohách.

## ZÁVER

V práci boli rozobraté hlavné príčiny vzniku motorových vibrácií, ktoré následne súvisia s bezpečnosťou a komfortom jazdy. V ďalšom kroku boli vymenované významné dôvody použitia lôžok na uchytenie pohonnej jednotky a popísané 4 základné koncepcie lôžok, ktoré sa na základe svojich vlastností využívajú v súčasnosti. V závere práce boli znázornené konkrétne konštrukčné riešenia uloženia pohonnej jednotky.

Chronologicky prvým typom boli elastomérené lôžka, ktoré sú cenovo výhodným a dostupným variantom na uloženie pohonnej jednotky, ale sú obmedzené svojou pevnou tuhosťou a tlmiacou charakteristikou počas celého pásma frekvencií prevozu. Napriek tomu sa elastomérené lôžka – najmä valcového tvaru – používajú pri zavesení kolies, ďalej ako súčasti podporných rámov či momentovej vzpery. Lôžka zložitejších tvarov sa používajú na uchytenie pohonnej jednotky, ktoré sú vďaka optimálne navrhutej tuhosti dostatočne funkčné a dokážu pokryť základné požiadavky pružného uloženia a absorpciu vibrácií.

Ďalším typom sú hydraulické lôžka, ktoré majú premenlivé tuhostné a tlmiace charakteristiky závislé na frekvencii – najmä vysoké tlmenie vďaka škrteniu prietoku kvapaliny. Sú základnou koncepciou lôžok, z ktorých následne vychádzajú polo-aktívne a aktívne lôžka (všetky tieto tri modifikácie využíva Audi vo svojich modeloch). Rovnako ako aj elastomérené, sú hydraulické lôžka cenovo dostupnou a široko-využiteľnou možnosťou uloženia pohonnej jednotky, avšak s efektívnejším tlmením.

Polo-aktívne lôžka sú kompromisom medzi pasívnymi a aktívnymi lôžkami. Na rozdiel od aktívnych majú nižšie nároky na elektronické riadenie a vďaka viskozite magneto-rheologickej tekutiny sú schopné meniť a znižovať svoju dynamickú tuhosť. Tieto lôžka sa dostávajú do popredia, pretože sú schopné sa vyrovnávať s vibráciami v nižších frekvenčných pásmach a prispôsobovať svoje vlastnosti. Cena sa bude odrážať na veľkosti a kvalite elektromagnetu použitého v lôžku a na objeme použitej MR tekutiny, ale predsa sú lacnejšiu verziou než aktívne lôžka.

Ako posledné sú aktívne lôžka, ktoré sú čím ďalej, tým viac používané v špičkových automobiloch, ktoré sa snažia byť nielen výkonné, ale aj úsporné a luxusné. Z toho dôvodu je potrebné sofistikovanejšie uloženie pohonnej jednotky, aby sa z pohľadu pasažierov zachoval rovnaký, i dokonca lepší komfort jazdy. Tieto lôžka sú efektívne, pretože na základe vstupov v podobe frekvencie a amplitúdy motorových vibrácií, dokážu generovať vhodné výstupy na dosiahnutie žiadaných výsledkov. Keďže na ich prevoz sú potrebné ďalšie komponenty, ich cena je vysoká, a teda predmetom budúceho vývoja bude redukcia hmotnosti – najmä regulátora – a zvýšenie sily jeho elektromagnetického poľa, čím sa zvýši úspora použitého materiálu, a teda aj hmotnosť a cena.

Celkovo však platí, že u motorov s väčším počtom valcov je z pohľadu zákazníkov dôležitá spotreba a prevoz bez hluku a vibrácií, čo pri optimalizácii vedie ku kompromisom. Rovnako aj motory s menším počtom valcov, napr. preplňovaný radový trojvalec, ktorý je ľudom viac cenovo dostupný, si kladú taktiež vysoké požiadavky na uloženie, a preto je predmetom budúceho vývoja pracovať nielen na aktívnych a polo-aktívnych lôžkach, ale aj na pasívných, pretože tieto automobily si nevyžadujú až takú špičkovú techniku – preto aby mohli zostať stále dostupné širokému okoliu. Vývoj sa bude teda týkať zmeny materiálu alebo tvaru elastoméru.

## POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] Kolektiv VÚNM a ČKD. *Naftové motory čtyřdobé*. 1. díl. 2. vyd. Praha: SNTL, 1962. 541 s. L123-B3-IV-41/2490.
- [2] PÍŠTEK, V., DRÁPAL, L. *Hnací ústrojí: Přednáška 1 – Kinematika centrického klikového mechanismu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2012.
- [3] PÍŠTEK, V., DRÁPAL, L. *Hnací ústrojí: Přednáška 6 – Vyvažování klikového mechanismu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2012.
- [4] PÍŠTEK, V., DRÁPAL, L. *Hnací ústrojí: Přednáška 7 – Vyvažování řadových motorů – dvouválec*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2012.
- [5] PÍŠTEK, V., DRÁPAL, L. *Hnací ústrojí: Přednáška 8 – Vyvažování řadových motorů – tříválec*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2012.
- [6] PÍŠTEK, V., DRÁPAL, L. *Hnací ústrojí: Přednáška 10 – Vyvažování řadových motorů – pětiválec*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2012.
- [7] PÍŠTEK, V., DRÁPAL, L. *Hnací ústrojí: Přednáška 9 – Vyvažování řadových motorů – čtyřválec*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2012.
- [8] PÍŠTEK, V., DRÁPAL, L. *Hnací ústrojí: Přednáška 11 – Vyvažování řadových motorů – šestiválec*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2012.
- [9] PÍŠTEK, V., DRÁPAL, L. *Hnací ústrojí: Přednáška 4 – Síly a momenty v klikovém mechanismu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2012.
- [10] ALKHATIB, F. *Techniques for Engine Mount Modeling and Optimization*. Milwaukee, 2013. Dizertační práce. The University of Wisconsin – Milwaukee.
- [11] WANG, R. *A Study of Vibration Isolation of Engine Mount System*. Montreal: Concordia University, 2005. PhD. Thesis, sv. 165. ISBN 0-494-04434-9.
- [12] MANSOUR, H. *Design and Development of Active and Semi-Active Engine Mounts*. Burnaby: Simon Fraser University, 2010. PhD. Thesis, sv. 83. ISBN 978-0-499-23609-8.
- [13] PROKOP, A. *Modelování vibrací pohonných jednotek aplikací virtuálních prototypů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 160 s. Vedoucí dizertační práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
- [14] PALČÁK, F. Uplatnenie teoretických východísk pre analýzu kmitania VMS pomocou modulu MD.ADAMS/Vibration. In: *Authorized Training Center for MSC.ADAMS* [online]. Slovenská technická univerzita v Bratislave, Strojnícka fakulta [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: [http://atc.sjf.stuba.sk/files/mechanika\\_vms\\_prednasky/10\\_Pruzne\\_prvky\\_v\\_modeloch\\_mechatronickych\\_sustav\\_vozidiel.pdf](http://atc.sjf.stuba.sk/files/mechanika_vms_prednasky/10_Pruzne_prvky_v_modeloch_mechatronickych_sustav_vozidiel.pdf)
- [15] BUCK R., LINKE B. Elastic Mounts With Higher Durability by Vibro-Acoustic Analysis. *MTZ worldwide* [online]. 2010, roč. 71, č. 3, 22-27 [cit. 2018-05-15].

ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/elastic-mounts-with-higher-durability-by-vibro-acoustic-analysis/4997262?searchResult=11.nvh&searchBackButton=true>

- [16] LAKES, R. *Viscoelastic Materials*. Cambridge: Cambridge University Press, 2009. 461 s. ISBN 978-0-521-88568-3.
- [17] HODAS, D. *Rěšení dynamiky pohonné jednotky ve vozidle*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 102 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
- [18] QAYYUM, B. *Low Temperature Performance of Elastomeric Bearings in a Full Size Field Experimental Bridge*. Buffalo, 2016. Dizertačná práca. State University of New York.
- [19] TAYLOR, D. Rubber vs Polyurethane Suspension Bushings. In: *Suspension.com* [online]. Nov 4, 2015 [cit. 2018-02-15]. Dostupné z: <http://www.suspension.com/blog/rubber-v-polyurethane-suspension-bushings/>
- [20] Rubber & Elastomer Products Overview. In: *Professionalplastics.com* [online]. [cit. 2018-02-17]. Dostupné z: <https://www.professionalplastics.com/professionalplastics/RubberandElastomersOverview.pdf>
- [21] General Properties of Elastomers. In: *Elbex-us.com* [online]. [cit. 2018-02-17]. Dostupné z: <https://www.elbex-us.com/sites/default/files/General%20Properties%20of%20Elastomers.pdf>
- [22] PAWASKAR, P. et al. Hydraulic Engine Mount – In Automotive Application. *Inflow: international journal of scientific research and management* [online]. 2015, roč. 3, č. 4 [cit. 2018-03-05]. ISSN 2321-3418. Dostupné z: <http://ijsrm.in/v3-i4/26%20ijsrm.pdf>
- [23] RÖMLING, S., VOLLMANN S., KOLKHORST, T. Active Engine Mount System In The New Audi S8. *MTZ worldwide* [online]. 2013, roč.74, č. 1, 34-38 [cit. 2018-03-06]. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/active-engine-mount-system-in-the-new-audi-s8/6116544?searchResult=1.audi%20mount&searchBackButton=true>
- [24] LOUSSERT, G., ANGLEVIEL, D., DELBAERE, M. Moving Magnet Linear Actuator for Active Vibration Control. *MTZ worldwide* [online]. 2016, roč. 77, č. 1, 54-58 [cit. 2018-03-06]. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/moving-magnet-linear-actuator-for-active-vibration-control/7035344?searchResult=8.nvh&searchBackButton=true>
- [25] 2010 Porsche 911 GT3's Dynamic Engine Mounts. In: *caranddriver.com* [online]. July, 2009 [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: <https://www.caranddriver.com/features/2010-porsche-911-gt3s-dynamic-engine-mounts>
- [26] PÍŠTEK, V., ŠTĚTINA J. *Pevnost a životnost*. Brno: Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně, 1993. 205 s. ISBN 80-214-0474-4.

- [27] FRITZSCHE CH., VOLLMANN S. Powertrain Mounting Systems. *ATZextra worldwide* [online]. 2007, č. 1, 144-119 [cit. 2018-05-19]. ISSN 2195-1489. Dostupné z : <https://www.springerprofessional.de/en/powertrain-mounting-systems/6429850?searchResult=1.powertrain%20mounting%20systems&searchBackButton=true>

## ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

CAN bus		Controller Area Network – dátová zbernica vozidla
ER		Elektro-rheologická tekutina
HTP		High Torque Performance
JTD		Jet Turbo Diesel
MBS		Multi-Body System
MR		Magneto-rheologická tekutina
NBR		Butadién-akrylonitrilový kaučuk
SBR		Butadién-styrénový kaučuk
TDI		Turbocharged Direct Injection
TFSI		Turbo Fuel Stratified Injection
$A_{\kappa}$	[-]	Súčiniteľ harmonickej zložky rádu $\kappa$ zotrvačnej sily $S_p$
$b$	[m]	Rameno zotrvačnej sily ojnice pôsobiacej v osi piestneho čapu
$b$	[N·s·mm <sup>-1</sup> ]	Viskózná tuhosť
$B_{\kappa}$	[-]	Súčiniteľ harmonickej zložky rádu $\kappa$ momentu ojnice
$c$	[m]	Rameno zotrvačnej sily ojnice pôsobiacej v osi kl'uk. hriadeľa
$D$	[mm]	Priemer valca (vrtanie valca)
$e_{tga}$	[m]	Rameno sily $S_{v1}$ , resp. $S_{p1}$
$F_p$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha piestu (plocha vrtania valca)
$F_v$	[N]	Výslednica síl od tlaku plynu a zotrvačných síl posuvných častí
$K$	[-]	Koeficient pre časť sily $S_{p1}$ sklopenej do roviny kolmej k osi valca
$k$	[N·mm <sup>-1</sup> ]	Elastická tuhosť
$K_{dyn}$	[N·mm <sup>-1</sup> ]	Dynamická tuhosť
$l$	[m]	Dĺžka ojnice
$m_p$	[kg]	Hmotnosť posuvnej časti
$M_p, M_{p1}, M_{p2}$	[Nm]	Zotrvačný moment od síl posuvných častí (I., II. rádu)
$m_r$	[kg]	Hmotnosť otáčajúcej sa časti
$M_r$	[Nm]	Zotrvačný moment od síl otáčajúcich sa častí
$m_v$	[kg]	Hmotnosť protizávažia
$M_v$	[Nm]	Voľný priečny klopný moment od síl $S_{p1}$ , $S_{v1}$
$m_v^1$	[kg]	Hmotnosť 1. protizávažia na vyváženie sily $S_{p1}, S_{p2}$
$m_v^2$	[kg]	Hmotnosť 2. protizávažia na vyváženie sily $S_{p1}, S_{p2}$
$M_{\zeta}$	[Nm]	Voľný priečny klopný moment

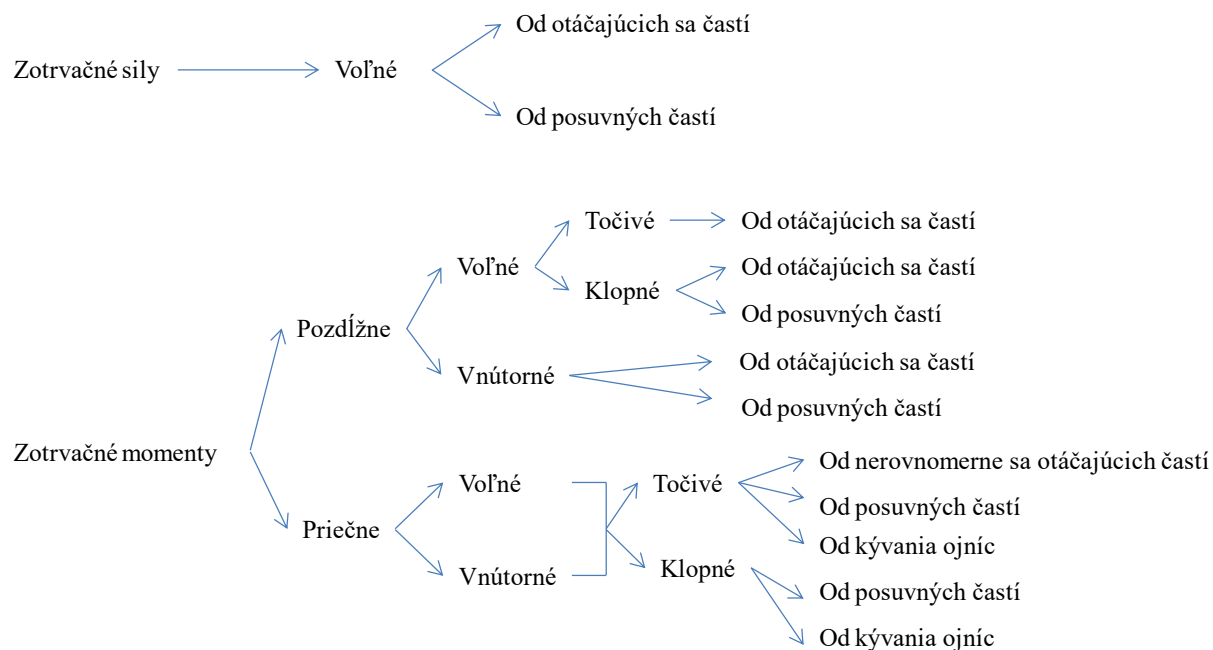
$M_{\xi}$	[Nm]	Voľný priečný točivý moment
$p$	[MPa]	Tlak v spaľovacom priestore
$p_0$	[MPa]	Tlak v kľukovej skrini
$P_p$	[N]	Sila od tlaku plynu na piest
$P'_p$	[N]	Sila od tlaku plynu orientovaná proti sile $P_p$
$r$	[m]	Polomer kľuky
$r_v$	[m]	Vzdialenosť protizávažia od osi otáčania $\xi$
$S_o$	[N]	Zotrvačná sila ojnice
$S_p, S_{p1}, S_{p2}$	[N]	Zotrvačná sila posuvných častí (I., II. rádu)
$S_{pn}$	[N]	Zotrvačná sila posuvných častí normálová
$S_{po}$	[N]	Zotrvačná sila posuvných častí sklopená do osi ojnice
$S_{pr}$	[N]	Radiálna zložka sily $S_p$ sklopenej do osi ojnice
$S_{pt}$	[N]	Tangenciálna zložka sily $S_p$ sklopenej do osi ojnice
$S_r$	[N]	Zotrvačná sila otáčajúcich sa častí
$S_v$	[N]	Vyvažovacia sila pre zotrvačnú silu otáčajúcich sa častí
$S_v^1$	[N]	Prvá čiastková sila pri vyvažovaní sily $S_{p1}, S_{p2}$
$S_{v1}$	[N]	Výslednica síl $S_v^1, S_v^2$ na vyváženie sily $S_{p1}$
$S_v^2$	[N]	Druhá čiastková sila pri vyvažovaní sily $S_{p1}, S_{p2}$
$S_{v2}$	[N]	Výslednica síl $S_v^1, S_v^2$ na vyváženie sily $S_{p2}$
$z$	[–]	Počet valcov
$\alpha$	[°]	Uhol natočenia kľuky
$\alpha_I, \alpha_{II}$	[°]	Uhol prvej a druhej rady valcov
$\beta$	[°]	Uhol odklonu ojnice
$\delta$	[°]	Fázový uhol dynamickej tuhosti
$\Delta M_o$	[Nm]	Kompenzačný moment ojnice
$\vartheta_{KL}$	[°]	Uhol natočenia kľúk
$\vartheta_v$	[°]	Uhol rozvretia rád valcov
$\vartheta_z$	[°]	Uhol rozostupu zapalovania
$\kappa$	[–]	Rád harmonickej zložky
$\lambda$	[–]	Kľukový pomer
$\omega$	[rad·s <sup>-1</sup> ]	Uhlová rýchlosť otáčania kľukového hriadeľa
$\omega_o$	[rad·s <sup>-1</sup> ]	Uhlová rýchlosť kývania ojnice



## ZOOZNAM PRÍLOH

Rozdelenie zotrvačných účinkov .....	I
Uloženie pohonnej jednotky – radový 3-valec .....	II
Uloženie pohonnej jednotky – radový 4-valec (priečne uložený motor).....	III
Uloženie pohonnej jednotky – radový 4-valec (pozdlžne uložený motor) .....	V
Uloženie pohonnej jednotky – radový 5-valec (priečne uložený motor).....	VII
Uloženie pohonnej jednotky – vidlicový 6-valec .....	VIII

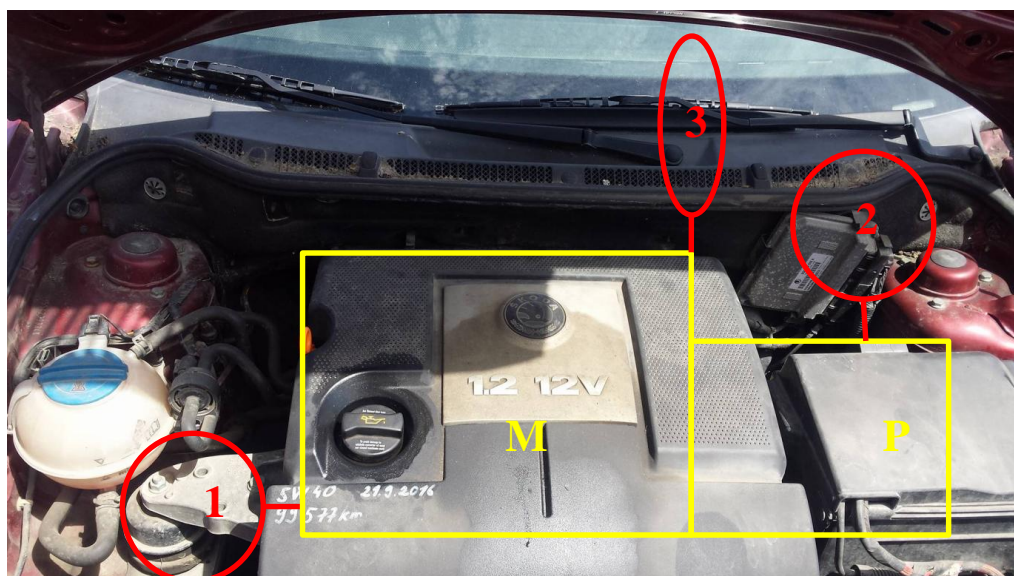
## ROZDELENIE ZOTRVAČNÝCH ÚČINKOV



[1]

## ULOŽENIE POHONNEJ JEDNOTKY – RADOVÝ 3-VALEC

Škoda Fabia 1.2 HTP 44 kW 2011



Pohonná jednotka radového 3-valca pozostávajúca z motora (M) a prevodovky (P) je uložená v troch lôžkach:

1– hydraulické lôžko motora

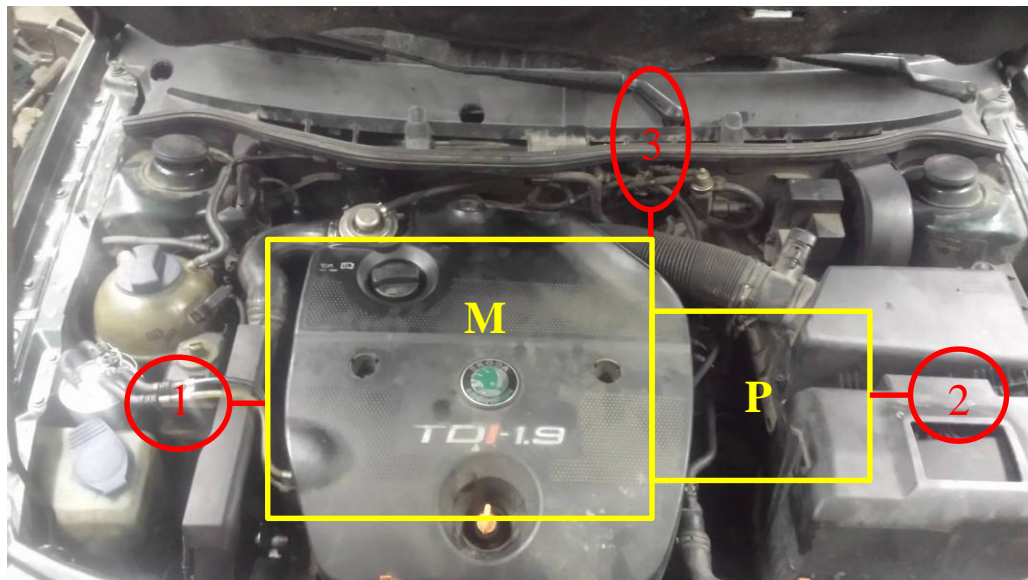
2 – elastomérne lôžko prevodovky

3 – momentová vzpera (nachádza sa pod motorom a je uchytená o motor a nápravnicu)



## ULOŽENIE POHONNEJ JEDNOTKY – RADOVÝ 4-VALEC (PRIEČNE ULOŽENÝ MOTOR)

Škoda Octavia 1.9 TDI 81 kW 2000



Pohonná jednotka je zavesená na dvoch hydraulických lôžkach; tretie lôžko – momentová vzpera – je umiestnená pod motorom a spája ho s nápravnicou:

1– hydraulické lôžko motora

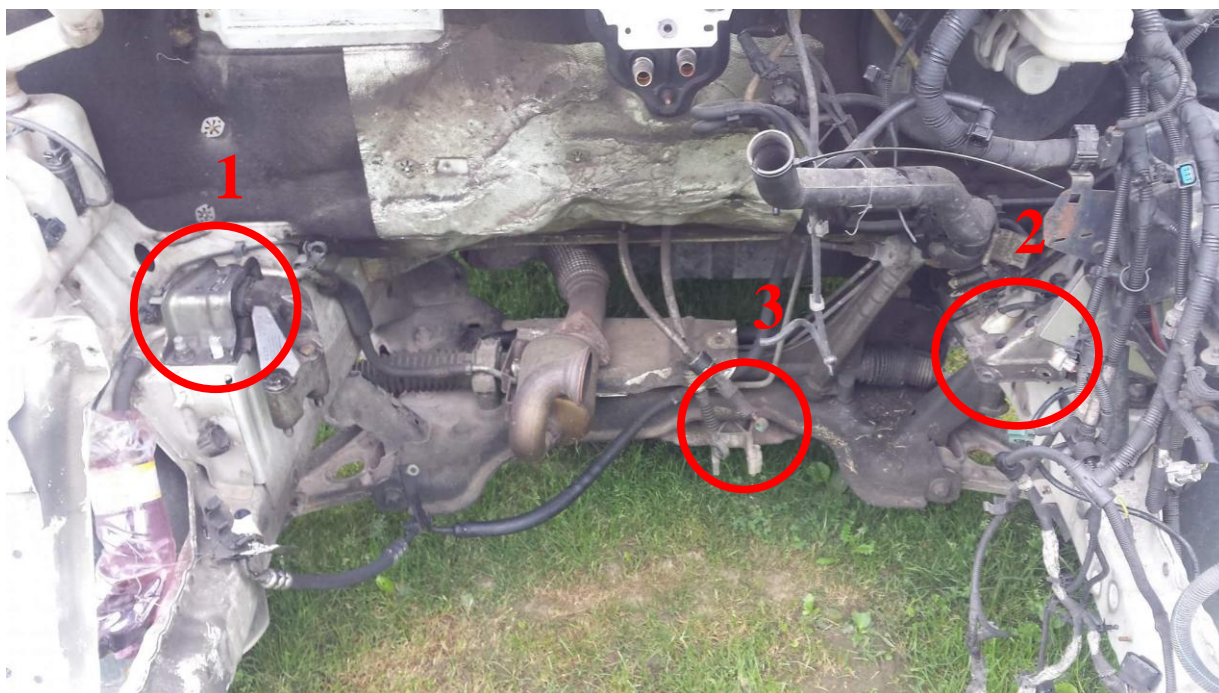
2– hydraulické lôžko prevodovky

3 – momentová vzpera



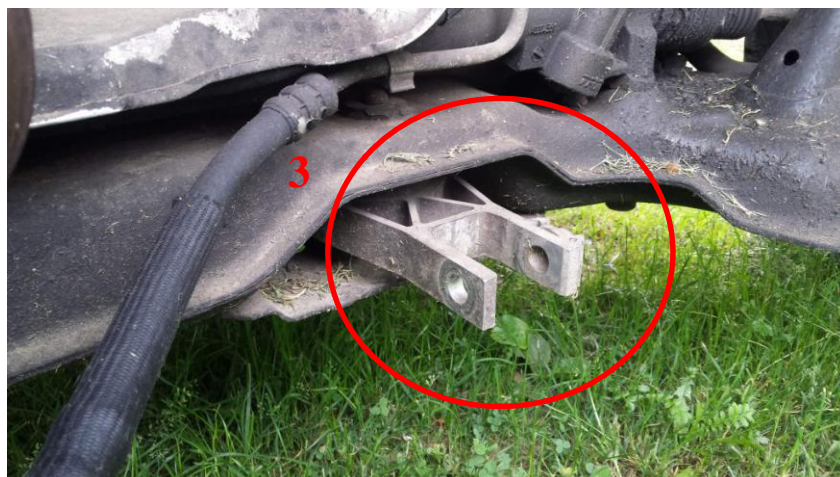


Fiat Ducato 2.2 JTD 74 kW 2008



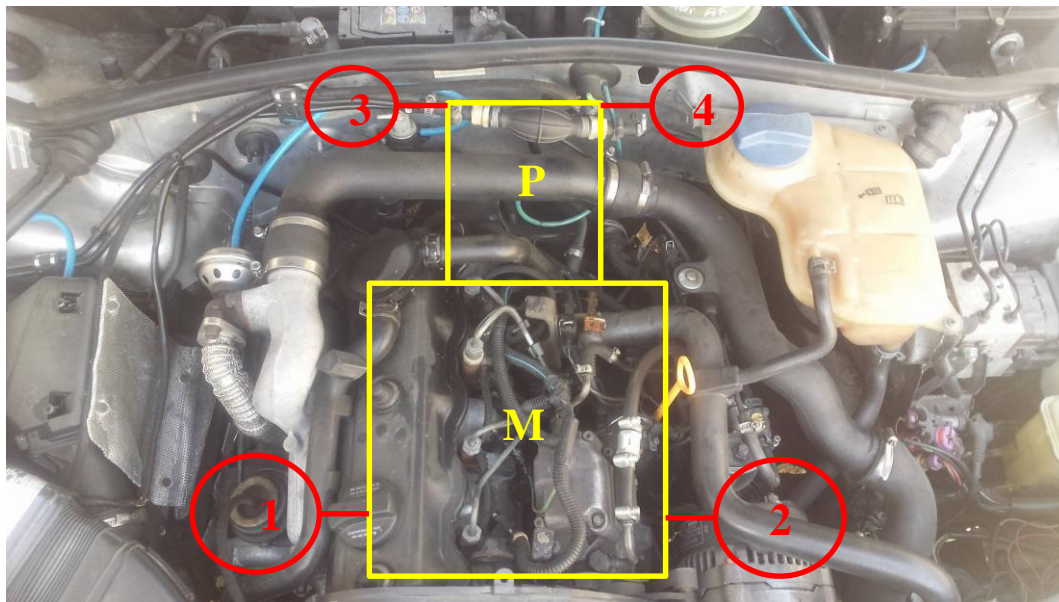
Pohonná jednotka je uložena v troch lôžkach:

- 1 – hydraulické lôžko motora
- 2 – hydraulické lôžko prevodovky
- 3 – momentová vzpera



## ULOŽENIE POHONNEJ JEDNOTKY – RADOVÝ 4-VALEC (POZDĹŽNE ULOŽENÝ MOTOR)

Volkswagen Passat 1.9 TDI 81 kW 1997



Pohonná jednotka s pozdĺžne uloženým motorom je uchytaná v štyroch lôžkach – dve sú pripevnené o motor, a zvyšné dve o prevodovku:

1 – hydraulické lôžko motora (je zakryté gumeným obalom z dôvodu ochrany v prípade pretekania motorového oleja)

2 – hydraulické lôžko motora

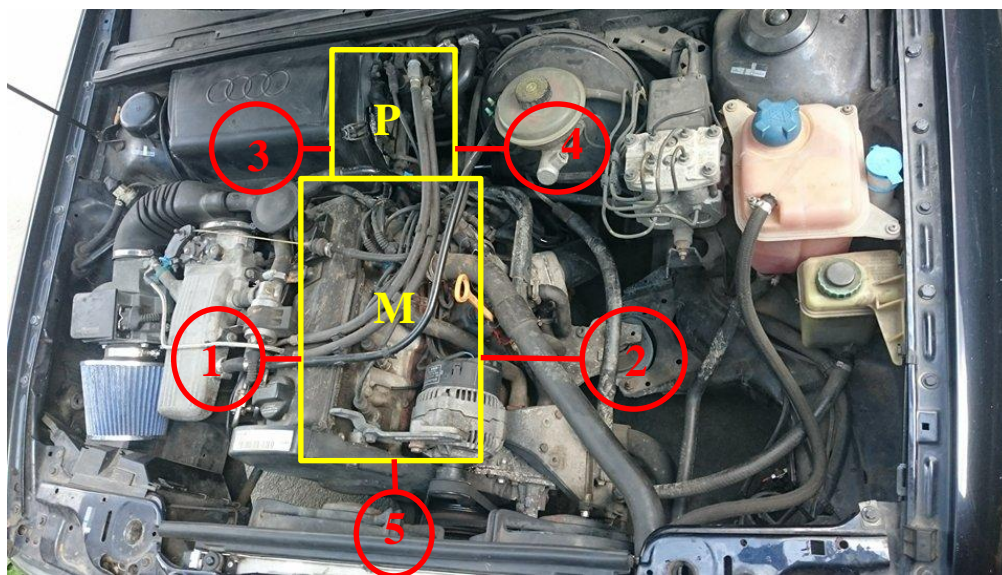
3 – elastoméne lôžko prevodovky

4 – elastoméne lôžko prevodovky





Audi 80 cabrio 2.0 85 kW 1997



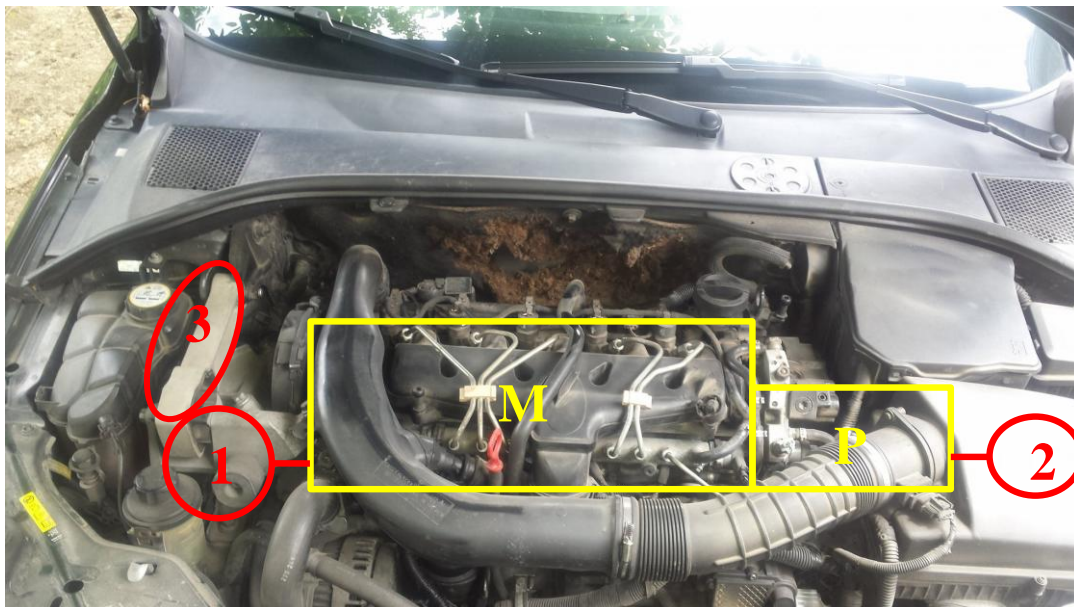
Pohonná jednotka je uložená v piatich lôžkach:

- 1 – hydraulické lôžko motora
- 2 – hydraulické lôžko motora
- 3 – elastoméne lôžko prevodovky
- 4 – elastoméne lôžko prevodovky
- 5 – momentová vzpera



## ULOŽENIE POHONNEJ JEDNOTKY – RADOVÝ 5-VALEC (PRIEČNE ULOŽENÝ MOTOR)

Volvo S60 2.4 136 kW 2005



Pohonná jednotka je uložená v troch lôžkach, pričom z ľavej strany je motor uchytený nielen o hydraulické lôžko, ale ku nemu pripevnenú momentovú vzperu, ktorá je v tomto prípade poškodená – natrhnutá gumená časť. Na pravej strane je prevodovka uchytená o hydraulické lôžko:

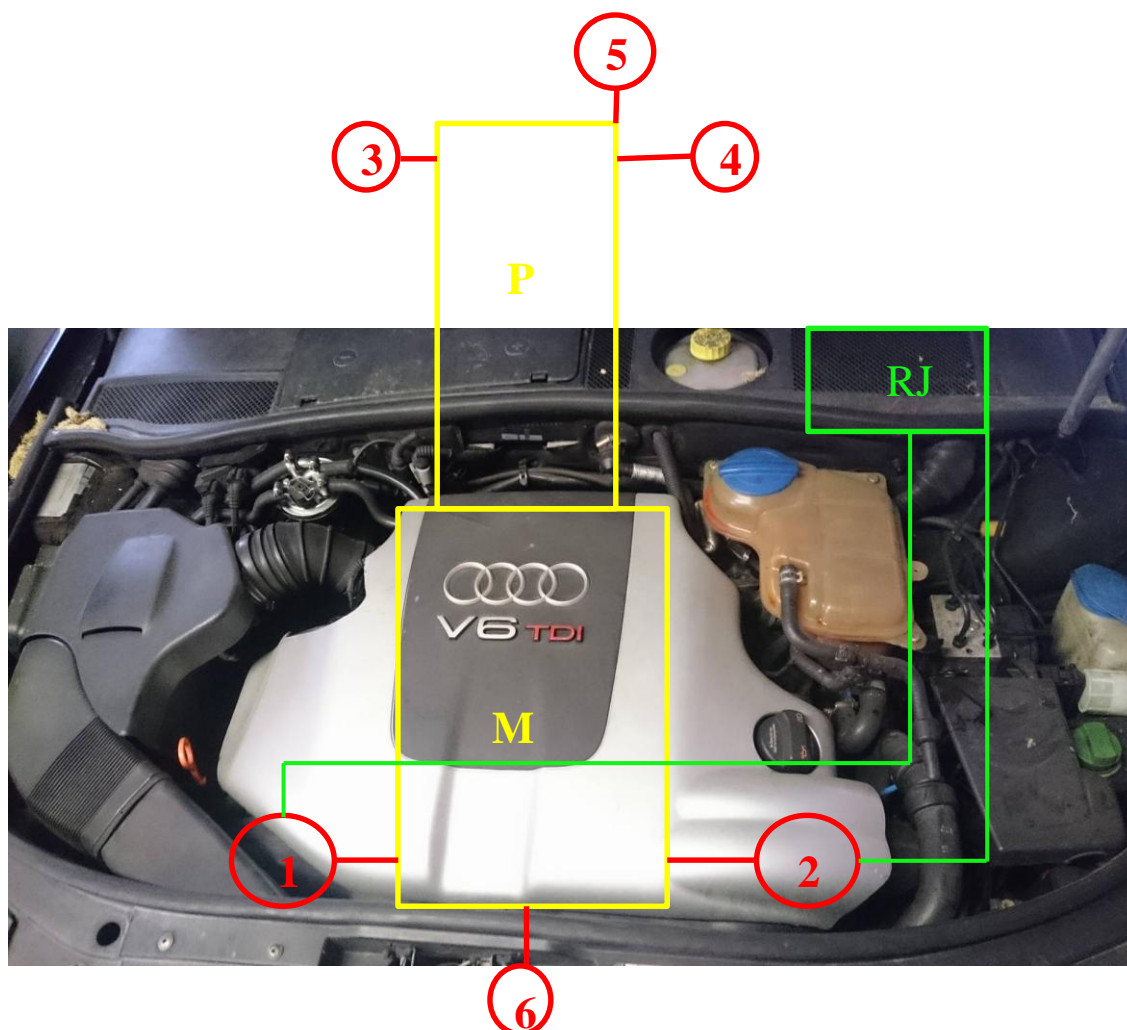
- 1 – hydraulické lôžko motora
- 2 – hydraulické lôžko prevodovky
- 3 – momentová vzpera





## ULOŽENIE POHONNEJ JEDNOTKY – VIDLICOVÝ 6-VALEC

Audi A6 Combi 2.5 TDI 132 kW 2004



Uloženie pohonnej jednotky s automatickou prevodovkou si vyžaduje omnoho viac lôžok na prevodovke, než vozidlo s manuálnou prevodovkou. Tá je v tomto prípade uložená v troch elastomérnych lôžkach. Motor je uložený v dvoch polo-aktívnych lôžkach, odkiaľ vedú vodiče priamo do riadiacej jednotky (RJ). Vpredu motora sa nachádza doraz.

1 – polo-aktívne lôžko motora

2 – polo-aktívne lôžko motora

3 – elastoméne lôžko automatickej prevodovky

4 – elastoméne lôžko automatickej prevodovky

5 – elastoméne lôžko automatickej prevodovky

6 – doraz